舶用 디이젤機關軸系의 縱自由振動 計算에 관한 硏究

全 孝 重·金 義 玕

A Study on the Calculation of Axial Free-Vibration for Marine Diesel Engine Shafting

Hiojung Jeon, Uekan Kim

〈目 次〉

1. 머릿말
2. 크랭크軸 縱自由振動系의 剛性係數와 振動質量
 2·1 軸系의 縱剛性係數
 2·2 振動質量과 推進器의 附加質量
3. 크랭크軸系 縱自由振動의 計算方法
 3·1 縱自由振動의 逐次近似解法에 의한 計算方法
4. 크랭크軸系 縱自由振動計算의 電算프로그램과 計算例
 4·1 電算프로그램의 Flow Chart
 4·2 縱自由振動의 計算例
5. 結 論
參考文獻

1. 머 릿 말

推進軸系의 縱振動은 蒸氣터어빈船에서 먼저 問題點으로 되어 硏究가 始作되었으나 디이젤機關에 있어서도 機關의 大形化와 시린더 數의 增加, 高率의 過給 等에 의한 出力增加로 因하여 推進軸系의 縱振動發生이 問題로 되기 始作하였다. 縱振動發生에 의한 障害로서 軸系自體의 切損事故는 극히 드물며 大體로 다음과 같은 形態로 나타난다.

- 크랭크軸에 있어서의 크랭크핀, 크랭크암, 저어널 接續部 크랙發生
- 推力베어링의 急速한 磨滅
- 各 固定볼트, 連結部의 疲勞破壞
- 推力베어링을 통한 船體局部振動 發生
- 推力베어링에 있어 推力칼라의 甚한 햄머링(hammering) 現象의 發生

이와 같은 問題點의 解決을 위하여 關聯技術者와 專門家들에 의한 理論的解析, 實測結果檢討 및 防振對策의 研究가 發表되었으나 비틀림 振動에 관한 研究에 比하면 그 量이 僅少하고 實測値와 相當한 差異를 보이고 있는 實情이다.

한편, 로이드船級協會는 設計段階에서 推進軸系의 縱振動固有振動數 및 縱振幅과 海上試運轉時의 實測値를 要求하게 되었고 漸次 他 船級協會로 擴大될 展望이어서 關聯技術者와 專門家 및 研究團體뿐만 아니라 舶用機關製作會社의 繼續的인 研究가 要望되고 있다. 그러나 發展段階에 있는 韓國의 舶用機關製作會社에서는 縱振動에 관한 關聯船級協會 承認을 위하여 外國用役團體나 機關製作會社에 計算을 依賴하고 있는 實情이어서 舶用機關製作會社와 學界의 共同研究에 의한 韓國內에서의 獨自的 計算方法開發이 바람직하다고 생각된다.

本 論文에서는 이러한 趣旨에 立脚하여 設計段階에서 행하는 舶用 디이젤機關軸系 縱振動의 固有振動數 및 振幅計算 中, 縱自由振動計算方法에 관하여 행한 研究內容을 다루고저 한다. 縱自由振動計算은 Holzer表에 의한 逐次近似解法[1]과 固有値計算을 위한 Jacobi 回轉法[2]을 利用하였으며 計算遂行을 위한 電算프로그램을 開發하고 實船의 軸系에 이를 適用하여 그 結果와 實測値를 比較檢討하였다.

2. 크랭크軸 縱自由振動系의 剛性係數와 振動質量

비틀림振動計算에서와 마찬가지로 舶用機關軸系는 매우 複雜한 振動系를 形成하므로 直接 振動計算을 行하는 것은 困難하다. 따라서 推進軸系를 力學的으로 等價인 等價振動系로 置換하고 Holzer의 逐次近似法에 의하거나 振動方程式을 쓴 다음 이것을 固有値形式으로 바꾸고 固有値를 구한 다음 이로부터 縱振動의 固有振動數와 比振幅을 구한다. 等價系로의 置換에 있어서 특히 問題로 되는 것은 크랭크軸 및 推力베어링의 縱剛性係數와 推進器의 附加質量이며 이들은 다음과 같이 計算한다.

2.1 軸系의 縱剛性係數

(1) 크랭크軸의 縱剛性係數

크랭크軸의 縱剛性係數 計算式은 材料力學的 知識을 利用하여 縱方向變位를 計算한 다음 이것을 實際의 크랭크軸系에 適用하고 振動實測値와의 比較檢討에 의하여 經驗的인 修正係數를 얻고 있으나 비틀림剛性係數와는 달리 隣接 크랭크스로우의 影響이 크기 때문에 어느 機關에나 適用할 수 있는 縱剛性係數를 求하는 것이 困難하다. 이 問題는 이미 筆者들이 發表한 文獻(3)에서 詳細히 다루었으며 다음에 筆者들이 새로이 誘導한 理論的 크랭크軸 縱剛性係數 計算式을 提示한다. 지금 隣接크랭크軸에 의한 拘束모멘트를 左側 M_L, 右側 M_R라 한다. 이 拘束모멘트의 크기는 隣接크랭크와 接續角이 零일 때 最大이며 180°일 때 零이 된다. 最大모멘트를 M, 隣接크랭크와의 左右 接續角을 각각 θ_L, θ_R라 하면 M_L, M_R는 다음 式과 같이 된다.

dCollection

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

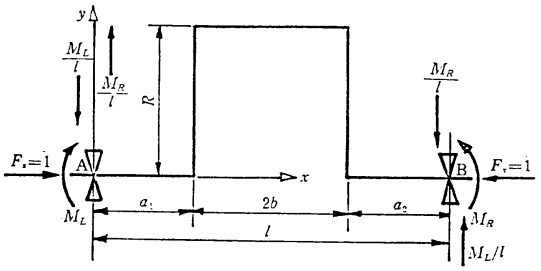

Fig. 1. Equivalent model system of a single crankthrow

여기서 M의 값은 Fig. 1과 같이 크랭크스로우의 一端 A를 單純支持하고 他端 B를 固定支持하였을 때의 抵抗모멘트이며 筆者가 이미 發表한 文獻(4)로 부터 다음과 같이 求하여 진다.

$$M = \frac{\dfrac{2Rb(a_1+b)}{J_p} + \dfrac{R^2(a_1+b)}{J_2}}{\dfrac{a_1^3+l^3-(a_1+2b)^3}{3J_jl} + \dfrac{(a_1+2b)^3-a_1^3}{3J_pl} + \dfrac{R\{a_1^2+(l-a_2)^2\}}{J_2l}} \quad (2)$$

만약, $a_1=a_2=a$, $J_j=J_p=J$이면

$$M = \frac{\dfrac{2}{R}\left(\dfrac{2b}{J}+\dfrac{R}{J_2}\right)}{\dfrac{l}{3J}+\dfrac{R\{a^2+(l-a)^2\}}{J_2l^2}} \quad (3)$$

여기서 J_j, J_p는 각각 크랭크쟈아널 및 핀의 斷面2次모멘트이며 J_2는 크랭크쟈아널과 크랭크암 接續部의 크랭크암 斷面2次모멘트이다. 남어지 記號는 크랭크핀, 쟈아널, 암의 中心線으로 크랭크스로우를 나타낸 Fig. 1에 表示되어 있다. 單一 크랭크스로우가 左右端에서 M_L, M_R의 拘束 모멘트를 받는 狀態에서의 影響係數 f_i는

$$f_i = \frac{1}{EJ_j}\left[\frac{1}{3l^2}(M_L-M_R)^2\{a_1^3+l^3-(l-a_2)^3\} - \frac{M_L}{l}(M_L-M_R)\{a_1^2+l^2-(l-a_2)^2\}\right.$$
$$\left.+(a_1+a_2)M_L^2\right] + \frac{1}{EJ_2}\left[\frac{R}{l^2}\{(M_L-M_R)^2(a_1^2+a_2^2) - 2l(M_L-M_R)(M_La_1+M_Ra_2)\right.$$
$$\left.+l^2(M_L^2+M_R^2)\} + \frac{R^2}{l}\{(M_L-M_R)(a_1-a_2) - l(M_L+M_R)\} + \frac{2}{3}R^3\right] + \frac{1}{EJ_p}\left[\frac{(M_L-M_R)^2}{3l^2}\right.$$
$$\left.\{(a_1+2b)^3-a_1^3\} + \frac{(M_L-M_R)}{l}(R-M_L)\{(a_1+2b)^2-a_1^2\} + 2b(R-M_L)^2\right] \quad (4)$$

$a_1=a_2=a_1$, $J_j=J_p=J$이면

$$f_j = \frac{1}{EJ}\left[\frac{l}{3}(M_L-M_R)^2 - \frac{(M_L-M_R)}{l}\{M_Ll^2 - R(a+2b)^2 + Ra^2\} + 2aM_L^2 + 2b(R-M_L)^2\right]$$
$$+\frac{1}{EJ_2}\left[\frac{R}{l^2}\{2a(M_L-M_R)^2(a-l) + l^2(M_L^2+M_R^2)\} - R^2(M_L+M_R) + \frac{2}{3}R^3\right] \quad (5)$$

上式에서 E는 크랭크 材料의 縱彈性係數이다.

上式들을 實際 크랭크軸에 適用함에 있어서 크랭크軸 先端에 대하여서는 $\theta=180°$, 캠驅動齒車部分은 $\theta=90°$, 크랭크軸 末端에 대하여서는 $\theta=90°$로 生覺된다. f_i 計算結果의 逆數를 取하면 縱剛性係數 K_i가 된다.

(2) 推力軸, 中間軸, 推進器軸의 縱剛性係數

推力軸, 中間軸, 推進器軸의 縱剛性係數 K_s는 直徑이 同一한 單徑軸으로 보고 다음 式에 의하여 計算한다.

dCollection

$$K_s = \frac{\pi D_i^2 E}{4 l_i} \tag{6}$$

여기서 l_i, D_i는 各, 各 軸의 길이와 지름이다.

同一軸이라도 直徑이 相異한 경우에는 直徑이 同一한 部分으로 分割하여 計算한다.

(3) 推力베어링의 縱剛性係數

舶用機關軸系의 縱自由振動計算을 行하기 위해서는 비틀림振動과는 달리 推力베어링의 縱剛性係數를 알 必要가 있다. 그러나, 아직까지 簡便하고 信賴性있는 結果를 주는 方法은 없으며 지금까지의 方法은 實測에 의하여 縱振動의 固有振動數를 求하고 이 固有振動數를 Holzer表에 代入하여 逆算함으로써 求하거나 類似機關의 實績을 參考하는 일이 많다. 또한 機關本體와는 別途로 推力베어링이 設置되어 있는 境遇는 推力베어링을 油壓잭크로 밀어서 實測을 하면 信賴할만한 값을 얻을 수 있다.

Götaverken 機關의 경우 推力베어링의 縱剛性係數로서 15×10^5~25×10^5kg/cm 程度를 주고 있으며 Sulzer 機關의 경우 RND 68M 型에 대하여 41.7×10^5kg/cn, RND 76M 型은 27×10^5kg/cm, RND 90M 型은 33.5×10^5kg/cm를 주고 있다. 한편 MAN 機關의 경우 KSZB/BL型에 대하여 27×10^5kg/cm 程度를 주도록 하고 있다. B & W 機關은 近似式으로서 다음과 같이 表示하고 있다.

$$\frac{1}{K_{BT}} = \frac{1}{D} \times 7\times10^{-6} \text{ cm/kg} \tag{7}$$

여기서 K_{BT}는 推力베어링의 縱剛性係數이며 D는 시린더 直徑(cm)이다. 實際로 製作되고 있는 B&W 機關中 크로스헤드型 機關은 $D=45$~90cm 이므로 이것을 (7)式에 代入하여 計算하면 64×10^5~128.5×10^5kg/cm 程度로 된다.

2.2 振動質量과 推進器의 附加質量

各 質點의 振動質量은 隣接質點間의 分布質量切半을 質點에 集中시켜서 計算한다. 이 경우에 있어 크랭크軸은 크랭크 및 여기에 固定된 質量만을 考慮하며 連接棒 및 크랭크핀 베어링, 피스턴 等의 質量은 縱振動과는 無關한 것으로 본다.

또한 비틀림振動에서와 마찬가지로 縱振動에서도 推進器의 附加質量을 考慮해야 한다. 筆者들의 最近 研究에 의하면 一般的으로 展開面積比가 0.6 以上이거나 Nc·Al·Br 같은 가벼운 材質인 경우 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함으로써 良好한 結果를 얻고 있다.

3. 크랭크軸系 縱自由振動의 計算方法

3.1 縱自由振動의 逐次近似解法에 의한 計算方法

크랭크軸系 縱自由振動은 비틀림振動과 마찬가지로 Holzer表에 의하여 逐次近似解法으로 計算하는 것이 可能하다. 그러나 縱振動의 경우 振動系의 途中에 있어 船體에 固定된 推力베어링이 存在

dCollection

하기 때문에 비틀림振動의 固有振動數 計算과는 若干 方法이 달라지게 된다.

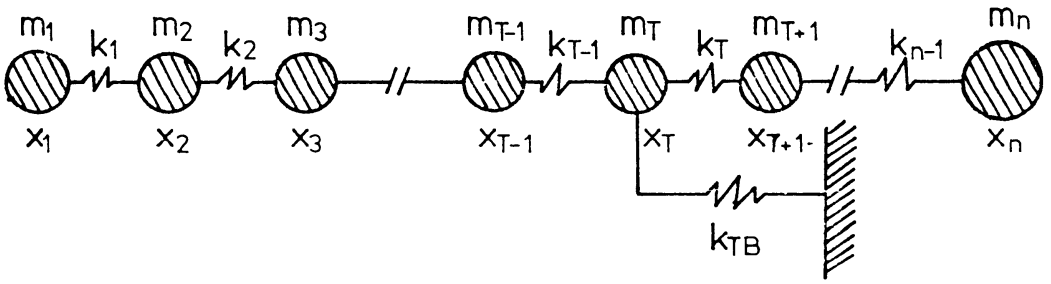

Fig. 2. Multi-degree freedom of crankshaft axial vibration

Fig. 2에서 2번째의 質量, 縱方向剛性係數, 縱方向變位를 m_i, k_i, x_i라 하고 推力軸의 質量, 推力베어링의 縱方向剛性係數, 縱方向變位를 各各 m_T, k_{BT}, x_T라 하면 縱方向의 自由振動 運動方程式은 다음과 같다.

$$\left.\begin{aligned}
&m_1\frac{d^2x_1}{dt^2}+k_1(x_1-x_2)=0\\
&m_2\frac{d^2x_2}{dt^2}-k_1(x_1-x_2)+k_2(x_2-x_3)=0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_i\frac{d^2x_i}{dt^2}-k_{i-1}(x_{i-1}-x_i)+k_i(x_i-x_{i+1})=0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_T\frac{d^2x_T}{dt^2}-k_{T-1}(x_{T-1}-x_T)+k_T(x_T-x_{T+1})+k_{BT}x_T=0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_n\frac{d^2x_n}{dt^2}-k_{n-1}(x_{n-1}-x_n)=0
\end{aligned}\right\} \quad (8)$$

(8)式을 合하면

$$m_1\frac{d^2x_1}{dt^2}+m_2\frac{d^2x_2}{dt^2}+\cdots\cdots+m_i\frac{d^2x_i}{dt^2}+\cdots\cdots+m_T\frac{d^2x_T}{dt^2}+k_{BT}x_T+\cdots\cdots+m_n\frac{d^2x_n}{dt^2}=0 \quad (9)$$

(8)式의 解로서 $x_i=a_i\sin pt$라 놓고 이를 (8)式과 (9)式에 代入하면

$$\left.\begin{aligned}
&m_1a_1p^2-k_1(a_1-a_2)=0\\
&m_2a_2p^2+k_1(a_1-a_2)-k_2(a_2-a_3)=0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_ia_ip^2+k_{i-1}(a_{i-1}-a_i)-k_i(a_i-a_{i+1})=0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_Ta_Tp^2+k_{T-1}(a_{T-1}-a_T)-k_T(a_T-a_{T-1})-k_{BT}a_T=0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&m_na_np^2+k_{n-1}(a_{n-1}-a_n)=0
\end{aligned}\right\} \quad (10)$$

dCollection

$$m_1a_1p^2+m_2a_2p^2+\cdots\cdots+(m_Tp^2-k_{BT})a_T+\cdots\cdots+m_na_np^2=0 \tag{11}$$

(10)式으로 부터 $a_1, a_2, a_3,\cdots\cdots,a_n$을 消去하면 p^2에 關한 n次의 方程式을 얻게 되고 이로부터 p^2에 대한 n個의 根을 求함으로써 振動數와 振動型을 決定할 수 있다.

위의 方程式에서 p^2에 관한 n次의 方程式을 푸는 逐次近似解法으로서 Holzer表를 이용하는 경우는 먼저 크랭크軸 先端에서 부터 計算을 始作한다. 크랭크軸 先端 比振幅을 1이라 하고 推力베어링 設置點의 比振幅을 $x_T(=a_T/a_1)$라 하면 推力베어링의 剛性係數가 k_{BT}이기 때문에 推力베어링 反力은 $k_{BT}x_T$가 되고 크랭크軸先端부터 推力베어링까지의 慣性力에서 $k_{BT}x_T$를 減한 것이 아직 計算이 進行되지 않은 곳으로부터 받는 慣性力이다. 따라서 이 값을 基礎로 하여 Holzer表의 作成을 繼續하고 (11)式에서 보는 바와 같이 軸系全體의 慣性力에 $k_{BT}x_T$를 減한 값이 零으로 될 때까지 固有角振動數를 假定하여 反復 計算한다.

위의 方法으로 最初로 求하여진 가장 적은 p^2의 값은 推力베어링을 中心으로 하여 같은 方向으로 振動하는 零節(0-node) 振動의 固有角振動數 p_1(rad/sec)을 주며 두번째 것은 節이 하나 있는 一節振動의 固有角振動數 p_2, 그 다음은 차례로 p_3, p_4,…等으로 된다.

3·2 縱自由振動의 固有値計算에 의한 計算方法

(8)式을 매트릭스型式으로 表示하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} m_1 & & & & 0 \\ & m_2 & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & m_i & \\ 0 & & & & \ddots \\ & & & & & m_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \vdots \\ \ddot{x}_i \\ \vdots \\ \ddot{x}_n \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & & & & \\ -k_1 & (k_1+k_2) & k_2 & & 0 & \\ & \ddots & \ddots & \ddots & & \\ & -k_{i-1} & (k_{i-1}+k_i) & -k_i & & \\ & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \\ & & & -k_n & k_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_i \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} = 0 \tag{12}$$

또는 $[M]\{\ddot{x}\}+[K]\{x\}=0$ (13)

앞 節에서와 마찬가지로 $x_i=a_i\sin pt$라 하면 (13)式은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$-p^2[M]\{a\}+[K]\{a\}=0 \tag{14}$$

$$|[K]-p^2[M]|=0 \tag{15}$$

(15)式은 p^2, 即 固有値에 대한 特性方程式이다.

固有値를 求하는 方法에는 여러가지가 開發되고 있으나 本 論文에서는 電子計算에 適合한 Jacobi 回轉法을 利用한다.

(14)式을 바꾸어 쓰면

$$\frac{1}{p^2}[M]^{\frac{1}{2}}\{k\}=[M]^{\frac{1}{2}}[K]^{-1}[M]^{\frac{1}{2}}\{a\} \tag{16}$$

(16)式을 單純한 形式으로 다시 한번 바꾸어 쓰면

$$p^2\{\theta\}=[B]\{\theta\} \tag{17}$$

여기서

dCollection

$$\left.\begin{aligned}\{\theta\} &= [M]^{\frac{1}{2}}\{a\} \\ [B] &= [M]^{-\frac{1}{2}}[K][M]^{-\frac{1}{2}}\end{aligned}\right\} \tag{18}$$

(17)式에 있어 매트릭스의 固有値를 變하지 않으면서 非對角要素를 零으로 만들고 모든 要素는 對角線上에 있도록 하면 이로부터 固有値를 求하는 것은 簡單하다. 이와 같은 演算過程을 利用하여 固有値와 固有벡터를 求하는 方法을 Jacobi 回轉法이라 한다. 다만, Jacobi 回轉法은 實對稱 매트릭스에만 適用할 수 있기 때문에 먼저 問題가 이 形式으로 誘導되어야 한다. 또한 이 方法에 의하면 固有値가 零이 되거나 重根이 되드라도 전혀 支障이 없다.

크랭크軸系 縱振動의 境遇 質量매트릭스는 正方對角매트릭스로, 剛性매트릭스는 對角線上에 3列로 配置되는 正方對稱매트릭스로 된다. 이 경우 (12)式과 같이 推力베어링 剛性係數는 連結되어 있는 質點의 主對角剛性係數項에 合算하면 되므로 結果는 實對稱 매트릭스로 되고 Jacobi 回轉法을 適用하는데 알맞은 形式으로 된다.

이 計算方法은 모든 固有振動數와 比振幅을 한꺼번에 줄 뿐만 아니라 强制振動計算에도 利用할 수 있기 때문에 Holzer表에 의한 逐次近似計算法보다 便利하다.

4. 크랭크軸系 縱自由振動計算의 電算프로그램과 計算例

4.1 電算프로그램의 Flow Chart

위의 두가지 計算方法에 대한 電算프로그램의 flow chart를 Fig. 3, Fig. 4에 보인다. Fig. 3에서 OMEGA는 角振動數(ω)이며 I_2는 振動의 節數를 뜻한다. Fig. 4에서 L는 質點의 數를 나타내며 따라서 質量 매트릭스와 剛性 매트릭스의 次數를 나타낸다.

4.2 縱自由振動의 計算例

앞 節에서 說明한 縱自由振動의 電算프로그램을 利用하여 實船의 크랭크軸系에 대한 縱自由振動數를 計算하고 實測値와 比較檢討한 結果를 보이면 다음과 같다. (1)은 Holzer 表에 의한 結果이고 (2)는 Jacobi 回轉法에 의한 것으로 모든 自由振動數와 比振幅을 計算할 수 있으나 前者는 計算時間 때문에 2節까지만 計算하였으며 後者는 全部를 計算하였으나 여기에 提示한 것은 紙面關係로 一部에 限定하였다.

計算結果로 얻어진 0節縱自由振動數는 1107 cpm이고 實測된 共振點은 表 1에서 보는 바와 같이 零節 12次가 92 rpm에서 나타나므로 0節 縱自由振動數는 1104 cpm이 된다. 따라서 計算値와 實測値는 거의 一致함을 알 수 있다.

dCollection

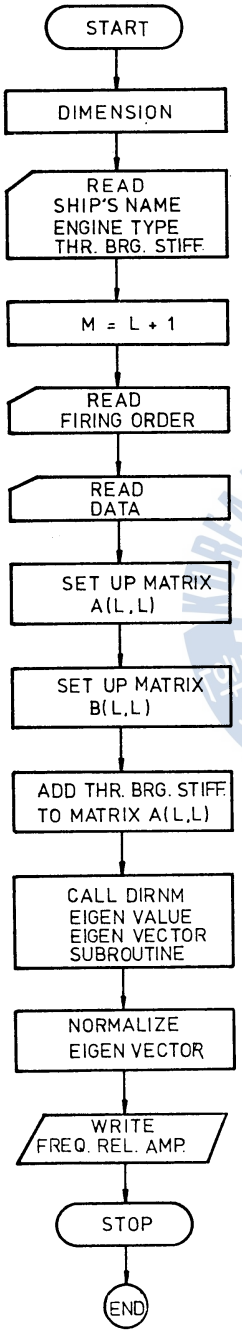

Fig. 3. Flow chart of Holzer table method

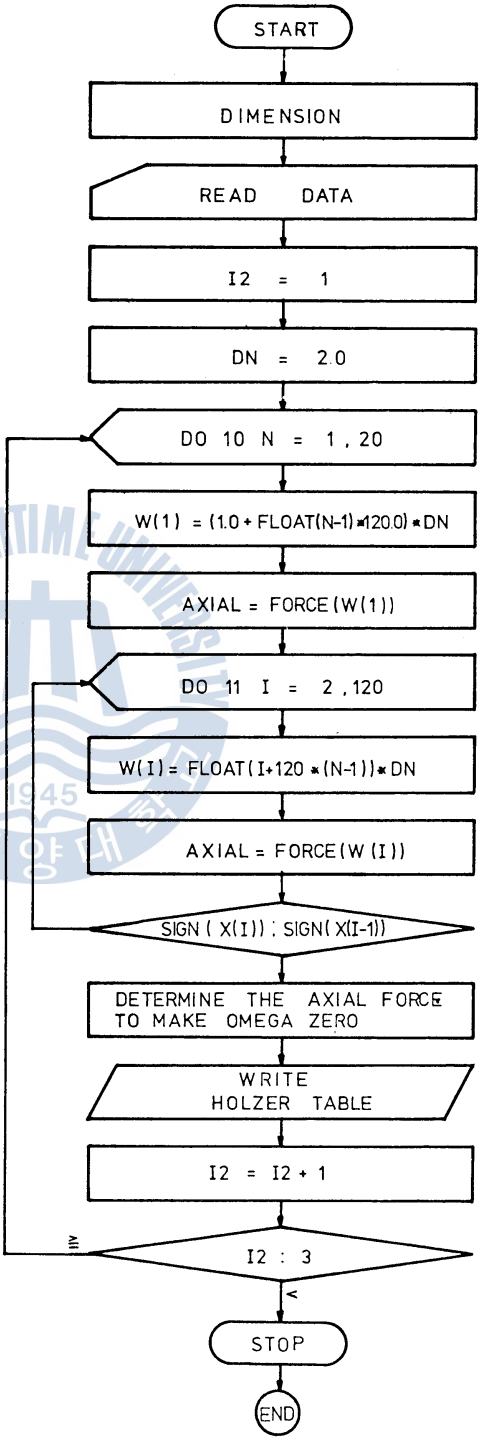

Fig. 4. Flow chart of Jacobi-rotation method

dCollection

CALCULATION OF NATURAL FREQUENCY OF CRANKSHAFT AXIAL VIBRATION B AND W 6L55GF HO

ENGINE TYPE: TWO STROKE CYCLE, CROSS-HEAD TYPE, SUPER-CHARGED DIESEL ENGINE	
NO. OF CYLINDER	6
DIAMETER OF CYLINDER	55.00 CM
STROKE	138.00 CM
MAXIMUM CONTINUOUS RATING	8040.00 PS
ENGINE REVOLUTION AT MCR	150 RPM
MEAN INDICATED PRESSURE	12.30 KG/CM2
FIRING ORDER	1 5 3 4 2 6

NO.	MASS MOMENT OF INERTIA(KG. SEC**2/CM)	SHAFT STIFFNESS. (KG/CM)
1	0.3280000E 01	0.1340000E 07
2	0.6059999E 01	0.1520000E 07
3	0.6059999E 01	0.1650000E 07
4	0.9509999E 01	0.1650000E 07
5	0.6059999E 01	0.1520000E 07
6	0.6059999E 01	0.1650000E 07
7	0.7719999E 01	0.6910000E 08
8	0.9179999E 01	0.3780000E 07
9	0.8940000E 01	0.8610000E 07
10	0.1990999E 02	0.0000000E 00

THRUST BEARING STIFFNESS 0.3300000E 07 KG/CM

(1) Calculation result by Holzer table method

NATURAL FREQUENCY

NATURAL FREQUENCY	0 NODE=115.96S-1 18.46HZ 1107.31MIN-1
NATURAL FREQUENCY	1 NODE=227.99S-1 36.28HZ 2177.09MIN-1
NATURAL FREQUENCY	2 NODE=366.33S-1 58.30HZ 3498.23MIN-1

HOLZER TABLE FOR AXIAL VIBRATION

0 NODE AXIAL VIBRATION P=115.95801 (RAD/SEC)

NO	MASS (KG. SEC2/CM)	AMPLITUDE (CM)	TH. BL. STIF. (KG/CM)	TOTAL FORCE (KG)	STIFFNESS (KG/CM)	DELTA AMP. (CM)
1	0.3280000E 01	0.1000000E 01	0.0000000E 00	0.4410370E 05	0.1340000E 07	0.3291321E-01
2	0.6059999E 01	0.9670868E 00	0.0000000E 00	0.1229060E 06	0.1520000E 07	0.8085918E-01
3	0.6059999E 01	0.8862276E 00	0.0000000E 00	0.1951196E 06	0.1650000E 07	0.1182542E 00
4	0.9506999E 01	0.7679734E 00	0.0000000E 00	0.2933232E 06	0.1650000E 07	0.1777716E 00
5	0.6059999E 01	0.5902017E 00	0.0000000E 00	0.3414154E 06	0.1520000E 07	0.2246153E 00
6	0.6059999E 01	0.3655864E 00	0.0000000E 00	0.3712049E 06	0.1650000E 07	0.2249726E 00
7	0.7719999E 01	0.1406138E 00	0.3300000E 07	-0.7822425E 05	0.6910000E 08	-0.1132044E-02
8	0.9179999E 01	0.1417458E 00	0.0000000E 00	-0.6072763E 05	0.3780000E 07	-0.1606551E-01
9	0.8940000E 01	0.1578113E 00	0.0000000E 00	-0.4175721E 05	0.8610000E 07	-0.4849847E-02
10	0.1909999E 02	0.1626611E 00	0.0000000E 00	0.1794922E 02		

dCollection

HOLZER TABLE FOR AXIAL VIBRATION

1 NODE AXIAL VIBRATION P=227.98535 (RAD/SEC)

NO	MASS	AMPLITUDE	TH. BL. STIE.	TOTAL FORCE	STIFFNESS	DELTA AMP.
	(KG. SEC2/CM)	(CM)	(KG/CM)	(KG)	(KG/CM)	(CM)
1	0.3280000E 01	0.1000000E 01	0.0000000E 00	0.1704856E 06	0.1340000E 07	0.1272280E 00
2	0.6059999E 01	0.8727720E 00	0.0000000E 00	0.4453934E 06	0.1520000E 07	0.2930220E 00
3	0.6059999E 01	0.5797500E 00	0.0000000E 00	0.6280045E 06	0.1650000E 07	0.3806087E 00
4	0.9509999E 01	0.1991413E 00	0.0000000E 00	0.7264408E 06	0.1650000E 07	0.4402671E 00
5	0.6059999E 01	-0.2411259E 00	0.0000000E 00	0.6504904E 06	0.1520000E 07	0.4279542E 00
6	0.6059999E 01	-0.6690801E 00	0.0000000E 00	0.4397419E 06	0.1650000E 07	0.2665102E 00
7	0.7719999E 01	-0.9355903E 00	0.3300000E 07	0.3151770E 07	0.6910000E 08	0.4561172E-01
8	0.9179999E 01	-0.9812020E 00	0.0000000E 00	0.2683587E 07	0.3780000E 07	0.7099436E 00
9	0.8940000E 01	-0.1691145E 01	0.0000000E 00	0.1897750E 07	0.8610000E 07	0.2204123E 00
10	0.1909999E 02	-0.1911557E 01	0.0000000E 00	0.2200000E 02		

HOLZER TABLE FOR AXIAL VIBRATION

2 NODE AXIAL VIBRATION P=366.33496 (RAD/SEC)

NO	MASS	AMPLITUDE	TH. BL. STIF.	TOTAL FORCE	STIFFNESS	DELTA AMP.
	(KG. SEC2/CM)	(CM)	(KG/CM)	(KG)	(KG/CM)	(CM)
1	0.3230000E 01	0.1000000E 01	0.0000000E 00	0.4401801E 06	0.1340000E 07	0.3284926E 00
2	0.6059999E 01	0.6715074E 00	0.0000000E 00	0.9862901E 06	0.1520000E 07	0.6488750E 00
3	0.6059999E 01	0.2263242E-01	0.0000000E 00	0.1004696E 07	0.1650000E 07	0.6089067E 00
4	0.9509999E 01	-0.5862743E 00	0.0000000E 00	0.2564612E 06	0.1650000E 07	0.1554310E 00
5	0.6059999E 01	-0.7417052E 00	0.0000000E 00	-0.3467378E 06	0.1520000E 07	-0.2281169E 00
6	0.6059999E 01	-0.5135883E 00	0.0000000E 00	-0.7644185E 06	0.1650000E 07	-0.4632839E 00
7	0.7719999E 01	-0.5030441E-01	0.3300000E 07	-0.6505311E 06	0.6910000E 08	-0.9414341E-02
8	0.9179999E 01	-0.4089007E-01	0.0000000E 00	-0.7009062E 06	0.3780000E 07	-0.1854249E 00
9	0.8940000E 01	0.1445348E 00	0.0000000E 00	-0.5274993E 06	0.8610000E 07	-0.6126589E-01
10	0.1909999E 02	0.2058007E 00	0.0000000E 00	0.1768750E 02		

(2) Calculation result by Jacobi-rotation method

NATURAL FREQUENCY

NODE	OMEGA**2	OMEGA RAD/SEC	VIB. PER SEC. HZ	VIB. PER MIN. CPM
0	0.1344632E 05	115.96	18.46	1107.32
1	0.5197846E 05	227.99	36.29	2177.12
2	0.1342022E 06	366.34	58.30	3498.26
3	0.3107635E 06	557.46	88.72	5323.37
4	0.4981334E 06	705.79	112.33	6739.76
5	0.6058034E 06	778.33	123.88	7432.54
6	0.8336561E 06	913.05	145.32	8718.97
7	0.9107791E 06	954.35	151.89	9113.35
8	0.1783589E 07	1335.51	212.55	12753.20
9	0.1702214E 08	4125.79	656.64	39398.42

dCollection

VIBRATION MODE				
0 NODE VIBRATION MODE				
0.1000000E 01	0.9670879E 00	0.8862293E 00	0.7679765E 00	0.5902057E 00
0.3655915E 00	0.1406204E 00	0.1417528E 00	0.1578239E 00	0.1626765E 00
1 NODE VIBRATION MODE				
0.1000000E 01	0.8727722E 00	0.5797471E 00	0.1991366E 00	-0.2411324E 00
-0.6690856E 00	-0.9355940E 00	-0.9812042E 00	-0.1691142E 01	-0.1911554E 01
2 NODE VIBRATION MODE				
0.1000000E 01	0.6715081E 00	0.2263374E-01	0.5862722E 00	0.7417046E 00
-0.5135696E 00	-0.5030818E 01	-0.4089402E-01	0.1445282E 00	0.2057948E 00
3 NODE VIBRATION MODE				
0.1000000E 01	0.2393363E 00	-0.7277738E 00	-0.7880571E 00	0.5631474E 00
0.1332208E 01	0.5201833E 00	0.5075750E 00	-0.1059665E 00	-0.3411335E 00

表 1. B&W 6L 55GF型 機關 軸系縱振動 實測値

ENGINE R.P.M.	AXIAL VIBRATION		ENGINE R.P.M.	AXIAL VIBRATION		ENGINE R.P.M.	AXIAL VIBRATION	
	AMP. (mm)	ORDER		AMP. (mm)	ORDER		AMP. (mm)	ORDER
50	0.03	6	110	0.06	6	105	0.07	6
55	0.03	6	115	0.07	6	102	0.08	6
60	0.04	6	120	0.08	6	100	0.09	6
65	0.04	6	125	0.09	6	97	0.14	6
70	0.05	6	130	0.10	6	95	0.16/0.04	6/12
75	0.07	6	135	0.11	6	92	0.26/0.07	6/12
80	0.07	6	140	0.12	6	90	0.22/0.05	6/12
82	0.07	6	145	0.11	6	87	0.14/0,03	6/12
85	0.10/0.03	6/12	150	0.14	6	85	0.14/0.04	6/12
87	0.20/0.05	6/12	145	0.11	6	82	0.08	6
90	0.25/0.06	6/12	140	0.09	6	80	0.07	6
92	0.23/0.07	6/12	135	0.09	6	75	0.06	6
95	0.18/0.05	6/12	130	0.09	6	70	0.04	6
97	0.11/0.03	6/12	125	0.09	6	65	0.03	6
100	0.08/0.02	6/12	120	0.08	6	60	0.03	6
102	0.09	6	115	0.08	6	55	0.03	6
105	0.09	6	110	0.07	6	50	0.03	6
107	0.09	6	107	0.09	6			

dCollection

5. 結 論

舶用디이젤機關 크랭크軸系 縱自由振動의 計算을 위한 資料準備의 要領을 提示하였고 逐次近似解法 및 固有値計算法에 의하여 固有振動數와 比振幅을 計算하는 方法 및 이들의 電算프로그램을 開發하였다.

機關製作會社가 提示한 資料에 의하여 本 硏究에서 開發한 電算프로그램으로 自由振動을 計算하여 實測値와 比較檢討한 結果 좋은 一致를 보였다.

앞으로 縱振動에 관하여서는 推進器의 推力變動率과 시린더의 起振力 하모닉스 및 半徑力의 軸力에로의 變換率, 縱振動의 減衰係數, 半徑力 하모닉스와 推進器推力과의 位相關係 等에 관한 硏究가 要望되며 이들 問題가 解決됨으로써 크랭크軸系 縱方向 强制振動을 解析할 수 있을 것이다.

參 考 文 獻

1) 全孝重, 機械力學, 太和出版社, 釜山, 1979. 8.
2) Shans Kuo, Computer Applications of Numerical Methods, Addison Wesley Publishing Co., California, 1972.
3) 全孝重·金義玕, 內燃機關 크랭크軸系에 관한 硏究(第1報), 韓國舶用機關學會誌, 第5卷 第1號, 1981. 4.
4) 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.

dCollection