

三連모멘트定理의 매트릭스算法에 의한 舶用推進軸系 配置計算에 관한 研究

文 德 弘* · 全 孝 重**

A Study on the Propulsion Shaft Alignment Calculation
by the Matrix Method of Three-Moment Theory
Dukhong Moon · Hiojung Jeon

Abstract

The alignment of propulsion shaft systems by the fair curve method has been developed over the past twenty years and in recent years its basic problems have been almost solved. At the present time, studies on introducing actual conditions are being undertaken.

In a fair curve alignment, its aim is to achieve a stable shaft system which will be relatively insensitive to misalignment or the influence of external factors such as thermal variations due to the sunshine, speed change, etc. The key point of fair curve alignment is the calculations of reactions in the straight support and reaction influence numbers. The present authors have developed those calculating method by the matrix method of the three-moment theorem.

The fair curve alignment is based on the analysis of propulsion shaft system which is assumed as a continuous beam on multiple support points. The propeller shaft is divided into several elements. For each element, the nodal point equation is derived by the three-moment theorem.

Reaction of supporting points of straight shaft and reaction influence numbers are calculated by the matrix calculation of each nodal point equation.

It has been found that results of calculation for the model shaft agreed well with those of experiment which had been measured by the strain gauge method. Results of calculation for the actual propulsion shafting of the steam turbine had been compared also with those of Det norske Veritas.

記 號 說 明

S_a : 스펀의 左側의 剪斷力
 S_b : 스펀의 右側의 剪斷力
 S_{0a} : 作用荷重에 의한 左側의 剪斷力
 S_{0b} : 作用荷重에 의한 右側의 剪斷力
 θ_a : 스펀의 左側의 처짐角
 θ_b : 스펀의 右側의 처짐角

θ_{0a} : 作用荷重에 의한 左側의 처짐角
 θ_{0b} : 作用荷重에 의한 右側의 처짐角
 l_i : i 번 스펀의 길이
 M_i : i 번 節點에서의 모멘트
 E_i : i 번 스펀의 縱彈性係數
 V_i : i 번 節點에서의 처짐
 I_i : i 번 스펀의 斷面2次 모멘트
 P : 作用外力

* 正會員, 釜山水産大學, ** 正會員, 韓國海洋大學

- a : 外力의 作用點에서 左側節點까지의 거리
- b : 外力의 作用點에서 右側節點까지의 거리
- M_a, M_b : 外力의 모멘트
- R_i : i 번 支持點에서의 反力
- M_{ij} : i 번 支持點 變位時 j 번 支持點의 모멘트 變化量
- ϵ_{ij} : i 번 支持點 變位時 j 번 支持點의 變形量의 變化量
- Z_j : j 번 스패의 斷面係數
- R_{ij} : i 번 支持點 變位時 j 번 支持點의 反力變 化量

1. 序 論

軸系를 一直線으로 配置하는 경우, 각 베어링의 荷重分配이 고르지 못하므로 인하여 推進軸 베어링의 異常摩滅, 中間軸 베어링의 無負荷狀態, 또는 過熱, 減速齒車 齒의 摩滅, 破損등의 問題가 發生할 수 있다.^{1), 2)}

새로운 軸系配置理論은 直線配置 때의 荷重分配을 計算하고 각 支持 베어링을 단위높이 만큼 變化시켰을 때의 荷重變化量 즉, 反力影響係數를 計算해서 각 베어링의 位置를 垂直 및 前後方向으로 조절함으로써 “自然曲線(faired curve)”에 가깝게 配置할 수 있고 이런 配置여야만 여러가지 軸系配置 變化에 대해 鈍感하고 안정하다는 것이다.^{2), 3), 4)}

이에 관한 研究는 1950年代 後半부터 美國 海軍에서 시작되어 점차 일반선박으로 擴大되었고 1960年代 後半부터 1970年代 初半에 걸쳐 造船, 造機와 關係를 갖는 研究團體에서 活潑히 進行되어 왔다.^{1)~3)}

最近에 이르러 基本的인 研究는 거의 完成되었고, 現在는 實際의 條件을 反影하는 方向으로 研究가 繼續되고 있으며, 특히 電子計算機의 利用으로 軸系配置에 必要한 諸 資料를 計算하는데 크게 도움이 되고 있다.

本研究의 目的은 지금까지 軸系配置計算의 根幹이 되어온 三連모멘트定理를 매트릭스算法으로 處理^{9), 10)}하고 電子計算機를 利用하여 軸系配置에 必要한 諸 資料를 算出하는데 있다.

理論式에 대한 電算프로그램을 開發하고, 模型軸系의 數值計算을 行하였으며 이의 信賴性을 確認하기 위하여 스트레인지지에 의해 實測한 結果와 比較했다. 또한 Det norske Veritas가 獨自의 開發한 電子計算프로그램에 의하여 實船軸系에 對하여 行한 計算値와도 比較檢討했다.

2. 支持反力 및 反力影響係數

2.1 支持反力

(1) 基本式

Fig. 1과 같이 연속보에서 橫荷重을 받을때 節點3의 斷面力 및 처짐角을 구하면,

$$\left. \begin{aligned} S_{a2} &= \frac{M_{b2} - M_{a2}}{l_2} + S_{0a2} & S_{b2} &= \frac{M_{b2} - M_{a2}}{l_2} + S_{0b2} \\ S_{a3} &= \frac{M_{b3} - M_{a3}}{l_3} + S_{0a3} & S_{b3} &= \frac{M_{b3} - M_{a3}}{l_3} + S_{0b3} \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \theta_{a2} &= \frac{l_2}{3E_2I_2} M_{a2} + \frac{l_2}{6E_2I_2} M_{b2} \\ &\quad + \frac{V_{b2} - V_{a2}}{l_2} + \theta_{0a2} \\ \theta_{b2} &= -\frac{l_2}{6E_2I_2} M_{a2} - \frac{l_2}{3E_2I_2} M_{b2} \\ &\quad + \frac{V_{b2} - V_{a2}}{l_2} + \theta_{0b2} \\ \theta_{a3} &= \frac{l_3}{3E_3I_3} M_{a3} + \frac{l_3}{6E_3I_3} M_{b3} \\ &\quad + \frac{V_{b3} - V_{a3}}{l_3} + \theta_{0a3} \\ \theta_{b3} &= -\frac{l_3}{6E_3I_3} M_{a3} - \frac{l_3}{3E_3I_3} M_{b3} \\ &\quad + \frac{V_{b3} - V_{a3}}{l_3} + \theta_{0b3} \end{aligned} \right\} (2)$$

(1), (2)式에서 $S_{0a2}, S_{0b2}, S_{0a3}, S_{0b3}, \theta_{0a2}, \theta_{0b2}, \theta_{0a3}$ 및 θ_{0b3} 는 Table 1에서 구한다.

그리고 節點3에서

$$S_{a3} - S_{b2} = -P_3 \quad M_{b2} = M_{a3} (=M_3) \quad (3)$$

인 關係가 成立하므로

$$d_2 M_2 - (d_2 + d_3) M_3 + d_3 M_4 = -P_3 - (S_{0a3} - S_{0b2}) \quad (4)$$

(단, $d_i \equiv 1/l_i$)

또한 좌측보의 b端의 變形(회임과 기울림)은
우측보의 a端의 變形과 같아야 하므로

$$\theta_{b2} = \theta_{a3} \quad V_{b2} = V_{a3} (\equiv V_3) \quad (5)$$

$$d_2 V_2 - (d_2 + d_3) V_3 + d_3 V_4 = -\{h_2 M_2 + 2(h_2 + h_3) M_3 + h_3 M_4\} - (\theta_{a3} - \theta_{b2}) \quad (6)$$

(단, $h_i \equiv 1/(6EI_i)$)

上式은 三連모멘트定理를 나타내고 있다.

2, 4의 節點에 대하여서도 똑같은 式이 얻어지고, 兩端은 支持條件에 의해 달라진다. 兩端을 固定端이라 가정하면,

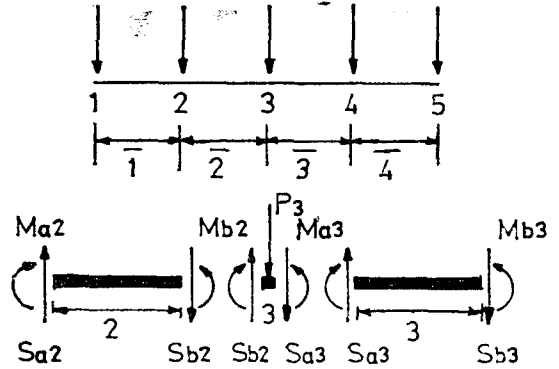


Fig.1. Condition of nodal point.

Table 1. S_{oa} , S_{ob} , θ_{oa} , θ_{ob} (Horizontal forces)

	S_{oa}	S_{ob}	θ_{oa}	θ_{ob}
	$P \frac{b}{l}$	$-P \frac{a}{l}$	$\frac{Pab}{6EI} (l+b)$	$-\frac{Pab}{6EI} (l+a)$
	$\left(\frac{Pa}{3} + \frac{Pb}{6}\right) l$	$-\left(\frac{Pa}{6} + \frac{Pb}{3}\right) l$	$\frac{8Pa + 7Pb}{360EI} l^3$	$-\frac{7Pa + 8Pb}{360EI} l^3$
	$-\frac{Ma + Mb}{l}$	$-\frac{Ma + Mb}{l}$	$\frac{l}{6EI} (2Ma - Mb)$	$\frac{l}{6EI} (2Mb - Ma)$

$$\theta_{a1} = 0 \quad -d_1 V_1 + d_1 V_2 = -(2h_1 M_1 + h_1 M_2) - (\theta_{a1} - 0)$$

$$\theta_{b4} = 0 \quad d_4 V_4 - d_4 V_5 = -(h_4 M_4 + 2h_4 M_5) - (0 - \theta_{b4}) \quad (7)$$

(4), (6), (7)式을 매트릭스로 나타내면,

$$\begin{pmatrix} -d_1 & d_1 & 0 & 0 & 0 \\ d_1 & -(d_1 + d_2) & d_2 & 0 & 0 \\ 0 & d_2 & -(d_2 + d_3) & d_3 & 0 \\ 0 & 0 & d_3 & -(d_3 + d_4) & d_4 \\ 0 & 0 & 0 & d_4 & -d_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \\ M_4 \\ M_5 \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \\ P_5 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} S_{oa1} - 0 \\ S_{oa2} - S_{ob1} \\ S_{oa3} - S_{ob2} \\ S_{oa4} - S_{ob3} \\ 0 - S_{ob4} \end{pmatrix} \quad (8)$$

$$\begin{pmatrix} -d_1 & d_1 & 0 & 0 & 0 \\ d_1 & -(d_1 + d_2) & d_2 & 0 & 0 \\ 0 & d_2 & -(d_2 + d_3) & d_3 & 0 \\ 0 & 0 & d_3 & -(d_3 + d_4) & d_4 \\ 0 & 0 & 0 & d_4 & -d_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \\ V_4 \\ V_5 \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} 2h_1 & h_1 & 0 & 0 & 0 \\ h_1 & 2(h_1 + h_2) & h_2 & 0 & 0 \\ 0 & h_2 & 2(h_2 + h_3) & h_3 & 0 \\ 0 & 0 & h_3 & 2(h_3 + h_4) & h_4 \\ 0 & 0 & 0 & h_4 & 2h_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \\ M_4 \\ M_5 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \theta_{oa1} - 0 \\ \theta_{oa2} - \theta_{ob1} \\ \theta_{oa3} - \theta_{ob2} \\ \theta_{oa4} - \theta_{ob3} \\ 0 - \theta_{ob4} \end{pmatrix} \quad (9)$$

(2) 節點方程式의 解法

橫荷重과 모던트荷重을 받는 不等斷面보의 斷面의 變化가 있는 곳과 支持點이 있는 곳으로 分割할 경우 節點方程式의 次數는 $(2n+2)$ 가 된다. 實軸系에서는 이 次數가 數10次가 되므로 電子計算機의 도움없이는 計算이 불가능하다.

(8), (9)式을 간단히 하면,

$$DM = -P - (S_{0a} - S_{0b}) \quad (10)$$

$$D^T V = -HM - (\theta_{0a} - \theta_{0b}) \quad (11)$$

(단, D^T 는 D 의 轉置行列)

$-H$ 의 逆매트릭스를 구하고 整理하면,

$$M = -H^{-1} D^T V - H^{-1} (\theta_{0a} - \theta_{0b}) \quad (12)$$

上式을 (10)式에 넣으면,

$$[DH^{-1}D^T]V = P + (S_{0a} - S_{0b}) - DH^{-1}(\theta_{0a} - \theta_{0b}) \equiv P' \quad (13)$$

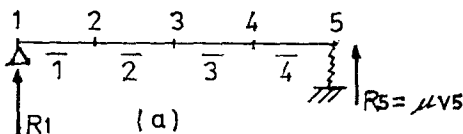
(13)式에서 $[DH^{-1}D^T]$ 의 逆매트릭스를 구한 다음 左側에서 곱하면,

$$V = [DH^{-1}D^T]^{-1} P' \quad (14)$$

이 變位로 (12)式에 의해 M 을 구하고 (1), (2)式에 M 을 代入하여 (3)式에 의해 支持反力을 구한다.

(3) 兩端 및 支點의 處理

兩端이 自由端인 경우는 $(\theta_{a1}=0, \theta_{b4}=0)$ 인 조건이 成立하지 않으므로 (11)式에서 $-H$ 의 逆

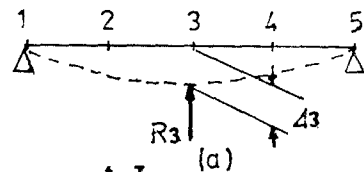


$$[DH^{-1}D^T] \begin{pmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \\ V_4 \\ V_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -R_1 \\ X \\ X \\ X \\ -\mu V_5 \end{pmatrix} \quad (b)$$

Fig. 2. Disposal of supporting points.

매트릭스를 구할 때 兩端에 해당하는 行과 列을 除去하고 零으로 채운 다음 對角要素만을 1로 놓고 計算후 다시 零으로 치환한다.

Fig. 2와 같이 節點에 支點이 있는 경우는 變位 V_1 이 零이고 支持反力 $-R_1$ 이 생긴다. 反力도 作用外力의 일종이므로 荷重項 P' 에 포함시켜야 하나 未知數이므로 좌변으로 옮기든지 R_1 을 포함하는 方程式을 除去할 必要가 있다. 除去하는 것이 剛性매트릭스가 對稱으로 되어 計算이 편리하다. 즉, (13)式의 $[DH^{-1}D^T]$ 의 逆매트릭스 計算時에도 支點과 같은 번호의 行과 列의 要素를 零으로 놓고 對角要素만 1로 놓아 計算后 다시 零으로 치환한 후 變位 V 를 구한다.



$$[DH^{-1}D^T] \begin{pmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \\ V_4 \\ V_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X \\ X \\ \Delta_3 \\ X \\ X \end{pmatrix} = R_3$$

(b)

$$\begin{pmatrix} \cdot & \cdot & 0 & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & 0 & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & 0 & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & 0 & \cdot & \cdot \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \\ V_4 \\ V_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X - K_{13} \Delta_3 \\ X - K_{23} \Delta_3 \\ \Delta_3 \\ X - K_{43} \Delta_3 \\ X - K_{53} \Delta_3 \end{pmatrix} \quad (c)$$

Fig. 3. Disposal of the nodal point deflection.

2-2 反力影響係數

Fig. 3(a)와 같이 節點3이 Δ_3 만큼 變位된다면 이 變位를 일으키기 위해서는 節點3에 外力 R_3 를 作用시킬 필요가 있다. 따라서 (14)式은 Fig. 3 (b)와 같이 된다.

Δ_3 는 既知量, R_3 는 未知量이므로 既知量은 右邊으로 옮기고 未知量을 포함하는 方程式을 除去하면 Fig. 3(c)와 같이 된다.

(14)式의 係數行列의 3列에 Δ_3 를 곱하여 右邊의 荷重項에서 빼고 節點3에 대한 支點의 處理를 行하면 된다. 다만, 係數行列의 3行과 3列의 要素를 모두 零으로 하면 V_3 값(이것은 Δ_3 가 된다)이 바르게 求해지지 않는다. 이런 모순을 피하기 위하여 Fig. 3(c)와 같이 係數行列의 (3,3) 要素를 1로하고 荷重項 第3要素에 Δ_3 를 넣어서 툰다.

이와 같은 方法으로 各 支點이 順次的으로 單位變位만큼 變位를 일으킬 경우 各 支點의 支持 荷重(反力)의 變化가 反力影響係數이다.

3. 實 驗

3.1 實驗裝置와 實驗方法

Fig. 4는 實驗裝置全景을 나타내고, Fig. 5는 實驗裝置의 配置圖를 나타낸다. 實驗裝置는 軟鋼材로 模型軸을 제작하여 5個의 支點으로 支持하고 各 支點은 미세한 수직변위를 줄 수 있게 하기위해 調整나사를 設置했다.

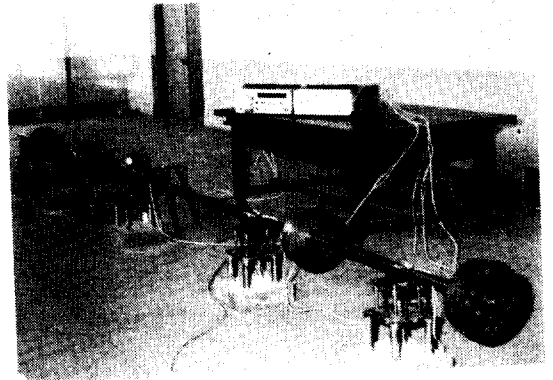
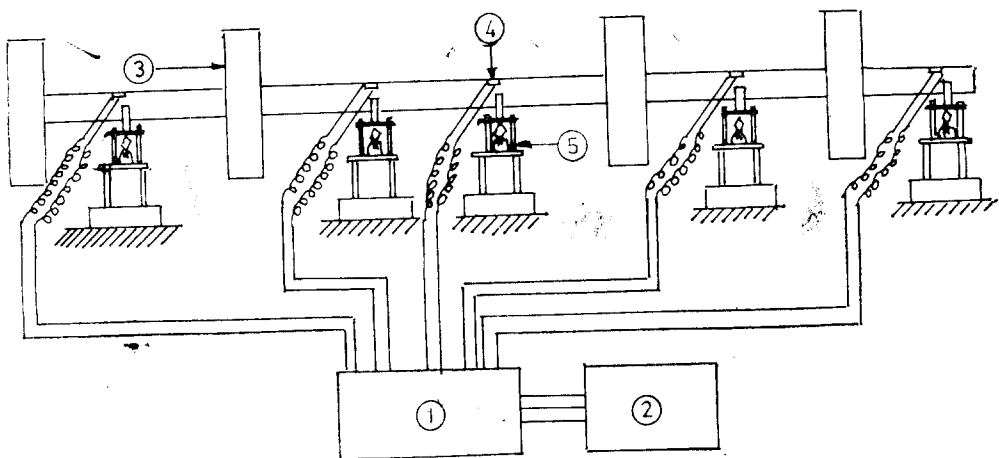


Fig. 4. General arrangement of experimental apparatus.



- ① Automatic scanning box
- ② Digital strain indicator
- ③ Weight
- ④ Strain gauge
- ⑤ Adjusting screw

Fig. 5. Schematic diagram of experimental apparatus.

實軸系의 集中荷重이 作用하는 部分에 相當하는 곳에는 重錘를 달았다.

測定裝置는 각 支持點部分의 軸에 스트레인게이지(日本, 共和電業社, KFC-20-C1-11)를 부착시켜 automatic scanning box(日本, 共和電業社, ASB-52E)의 브릿지 端子에 연결했고 ASB를 거쳐 digital strain indicator(日本, 共和電業社, SD-510A)로 變形量의 기록을 얻을 수 있게 했다.

測定은 支持點에 設置된 調整나사에 의해 한 支持點을 1mm 높였을 때 각 支持點의 變形量을 記錄시켰고, 測定誤差를 줄이기 위해 10回 反復하였다. 그리고 測定器自體에 의한 誤差를 줄이기 위해 每回 10번씩 記錄시켰다. 모든 支持點에 대해 마찬가지로 行하였다. 支持點變位の 確認은 支持點 위의 軸上에 設置한 다이알게이지에 의하였다.

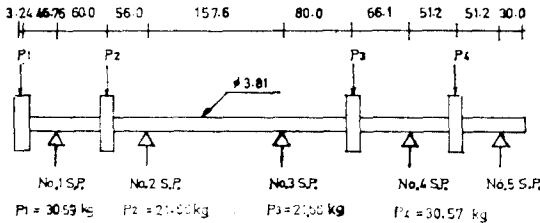


Fig. 6. Dimensions of the model shaft.

模型軸系의 치수는 Fig. 6과 같다.

3.2 實驗結果

模型軸의 각 支持點을 1mm 높였을 때마다 0回씩 測定해서 각 支持點의 變形量들을 平均한 값들은 Table 2와 같다.

Table 2. Average values of strains measured by a strain gauge($\times 10^{-6}$)

Ord. of Brg.	1	2	3	4	5
1	0	-19	5	-1	0
2	0	40	-23	7	0
3	0	-25	38	-27	0
4	0	7	-27	48	0
5	0	-2	6	-25	0

Table 2의 變形量(ϵ_{ij})으로 각 支持點의 굽힘 모멘트 變化量 즉, M_{ij} 를 구하면,

$$M_{ij} = \epsilon_{ij} E_j Z_j \quad (15)$$

$$R_{ij} = \frac{M_{j-1} - M_j}{l_j} + \frac{-M_j + M_{j+1}}{l_{j+1}} \quad (16)$$

(15)式的 M_{ij} 값으로 (16)式에 의해서 反力影響係數 R_{ij} 를 구한 값은 Table 3과 같다.

Table 3. Reaction influence numbers by the values of experiment(kg/1mm)

Ord. of Brg.	1	2	3	4	5
1	2	-4	2	-1	0
2	-4	8	-7	3	-1
3	2	-7	10	-8	3
4	-1	3	-8	11	-5
5	0	-1	3	-5	3

4. 數值計算과 實驗結果의 比較

數值計算은 電算프로그램을 FORTRAN으로 作成한 다음 FACOM U-300 電子計算機로 行하였다.

Fig. 6의 模型軸을 8分割해서 計算을 行하였고, 5個의 支持點이 水平支持하고 있는 狀態의 反力荷重 및 각 支持點을 1mm 높였을 때의 反力影響係數를 구해서 Table 4, 5에 나타냈다.

Table 4. Reactions calculated by the digital computer in the straight support

Bearing No. 1	64.14kg
Bearing No. 2	7.71kg
Bearing No. 3	23.89kg
Bearing No. 4	46.48kg
Bearing No. 5	16.45kg

Table 5. Reaction influence numbers calculated by the digital computer(kg/1mm)

Ord. of Brg.	1	2	3	4	5
1	2	-4	2	-1	0
2	-4	8	-7	3	-1
3	2	-7	9	-8	3
4	-1	3	-8	11	-5
5	0	-1	3	-5	3

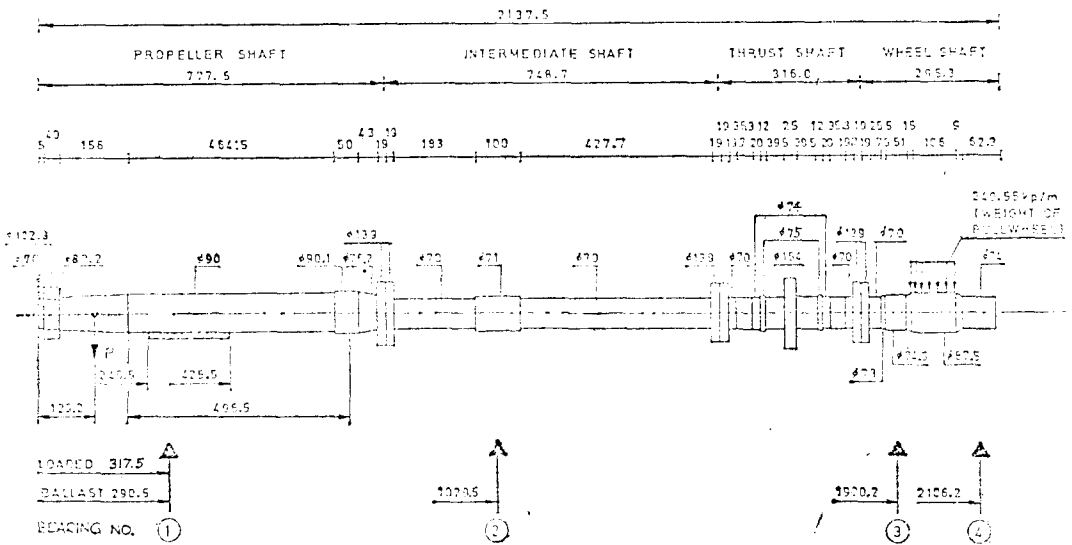
Table 3, 5를 比較해 보면 實驗結果는 計算結果와 No. 3 支持點을 除外하고는 完全 一致하고 있다.

Maxwell의 相反定理에 의하면 反力影響係數는 對角要素에 대해 서로 對稱매트릭스가 되어야 하는데 計算結果 및 實驗結果 共히 對稱이 되고 있음을 알 수 있고 이는 模型軸 自體가 斷面變化가 없는 單一直徑의 軸이고, 精確한 入力資料를 알 수 있기 때문에 좋은 結果를 얻을 수 있었다고 생각된다.

5. 實船軸系의 計算

5.1 計算結果

開發된 電算프로그램의 實船軸系에 對한 實用性을 確認하기 위하여, Det norske Veritas에서 開發한 電算프로그램에 의한 計算結果가 發表되어 있는, 다음과 같은 蒸氣 터빈船의 軸系에 대하여 數值計算을 行하고, 그 結果를 Det norske Veritas의 計算結果와 比較 檢討하였다.



P - POINT LOAD = WEIGHT OF PROPELLER AND WATERCAP FILLED WITH GREASE

P (AIR) = 63350 kp P (WATER) = 54345 kp

Fig. 7. Shaft arrangement of a steam turbine.

이들의 計算要目を Fig. 7에 보인다. Fig. 7의 計算要目外에 推進器의 偏心推力으로 因한 모멘트(0.1263×10⁸cm·kg, 作用點은 船尾에서 船首로 보아 垂直面으로부터 反時計方向 322.85°)가 考慮되었다.

斷面이 變하는 곳 및 支持點이 있는 곳을 節點으로 擇하여 24分割하였고, 水平支持狀態에서

4個의 베어링의 反력과 각 베어링을 0.1mm상승시켰을 때의 각 베어링의 荷重變化量 즉, 베어링 反力影響係數를 구했다.

本論文의 電算프로그램에 의한 計算値와 De norske Veritas의 計算値와의 比較表를 Table 6, 7에 나타냈다.

Table 6. Reaction of bearing in the straight support(kg)

Ord. of Brg.	1	2	3	4
Auth. results	83318.06	30259.96	59861.49	7145.48
N V results	85765.00	29144.00	60932.00	6453.00

5.2 計算結果의 比較

結果와 比較할 때 다소의 差異가 있으나 대체로 비슷한 값들을 나타내고 있음을 알 수 있다.

Table 6, 7에서 Det norske Veritas의 計算

Table 7. Reaction influence numbers(values in parentheses are results of Det norske Veritas) (kg/0.1mm)

Ord. of Brg.	1	2	3	4
1	105(120)	-253(-263)	366(370)	-221(-227)
2	-253(-263)	717(701)	-1540(-1526)	1097(1089)
3	361(370)	-1540(-1526)	5386(5276)	-4204(-4120)
4	-221(-227)	1097(1089)	-4184(-4120)	3288(3258)

Table 7의 反力影響係數는 對角要素에 對해 對稱이 되어야 하나 要素(1, 3)과 (3, 1) 및 要素(3, 4)와 (4, 3)이 對稱이 되지 않고 5와 20의 差를 보이고 있는데 이는 計算上의 誤差에 의한 것이며 問題視될 정도의 값들은 아니다.

6. 結 論

船舶의 推進軸系配置計算에 대하여서는 각 關係團體에서 獨自的인 電算프로그램을 開發하여 利用하고 있으나 이들의 理論的 基礎를 이루고 있는 것은 大概의 경우 三連모멘트定理이다.

本 研究에 있어서도 三連모멘트定理를 利用하고 있으나, 從來와는 달리 이를 매트릭스算法에 의하여 處理함으로써 計算式과 計算過程을 單純化하였다. 따라서 이들의 電算프로그램 開發에 있어서도 프로그램의 單純化가 可能하였다.

또한 本論文에서 紹介한 스트레인게이지에 의한 軸系狀態值의 計測方法은 實船軸의 配置狀態 調整時에 매우 效果的으로 活用할 수 있을 것이다.

本 研究를 통하여 開發된 電算프로그램을 模型軸과 實船軸에 適用한 結果 얻은 값은 實測值와 他 計算프로그램으로 얻은 값과 比較할 경우 滿足할 만한 것이었으며 여기에 提示하지 않은 軸系配置에 必要한 다른 값들도 容易하게 얻을 수가 있었다.

앞으로의 課題는 線型計劃法과 같은 手法을 適用하여 本論文에서 얻은 結果로부터 最適軸系配置 狀態를 計算하는 電算프로그램의 開發 問題이다.

參 考 文 獻

- 1) Lehr W.E., et al.; Consideration in the Design of Marine Propulsion Shaft Systems, SNAME, Vol. 69, 1962, p. 555.
- 2) Graeme Mann; Design of Propulsion Shaft Systems Using Fair Curve Alignment Theory, Naval Engineers Journal, 1964. 12, pp. 851-853.
- 3) Graeme Mann; Analysis of Shafting Problems Using Fair Curve Alignment Theory, Naval Engineers Journal 1965. 2, p. 117.
- 4) Graeme Mann; Shipyard Alignment of Propulsion Shafting Using Fair Curve Alignment Theory, Naval Engineer Journal, 1965. 8, p. 651.
- 5) Rolf Kvamsdal; Shaft Alignment Part 1, European Shipbuilding, 1969, p. 12.
- 6) Rolf Kvamsdal; Shaft Alignment Part 2, European Shipbuilding, 1969, p. 20.
- 7) Rolf Kvamsdal; Shaft Alignment Control by Means of the Strain Gauge Technique, Det norske Veritas Report 68-19-M, 1971.
- 8) Svenson G., et al.; Computer Program NV540 Shaft Alignment User's Manual, Preliminary Version, Det norske Veritas Report 75-226, 1975. 10.
- 9) 大地羊三; マトリックス構造解析, コロナ社, 東京, 1977. 10, pp. 50-61.
- 10) S. Timoshenko; Element of Strength of Materials, 5ed, Maruzen Co., Tokyo, 1968, pp. 239-241.