
 論 文

大韓造船學會誌
 第22卷 第1號 1985年 3月
 Journal of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 22, No. 1, March 1985

推進軸系の 聯成橫振動에 關하여

安 時 榮*

Coupled Transverse Vibrations of Propeller-Shaft Systems

by

Si-Young, Ahn*

Abstract

A computer program was developed for the analysis of the coupled transverse vibrations of a multi-supported shaft system. The program, based on the theory of Transfer Matrix Method, was written including the system parameters such as the entrained water and gyroscopic effects of the propeller, the rigidity of bearing combined with the oil film effect, and the whirling frequency of the shaft.

The program was used to calculate the resonance frequency of the shafting system of the ship Hanbada. The results show good agreement with the measured values. The results are also compared with those of F.E.M. From the comparison, it is found that both results agree well with each other.

記 號

E : 軸材料的 縱彈性係數
 I : 軸의 斷面二次모멘트
 γ : 單位體積當 重量
 A : 軸의 斷面積
 x, y, X, Y : 水平 및 垂直方向의 變位와 振幅
 z : 軸中心線에 따른 좌표
 ρ : 軸材料的 密度
 ω : 強制角振動數
 δ_x, δ_y : x 方向, y 方向의 變位振幅
 F_x, F_y : x 方向, y 方向의 剪斷力振幅
 θ_x, θ_y : x 軸돌래, y 軸돌래의 回轉角振幅
 M_x, M_y : x 軸돌래, y 軸돌래의 굽힘모멘트振幅

C_j, C_j' : 境界條件으로 부터 結定되는 常數
 $\bar{S}_{(0)}, \bar{S}_{(z)}$: $z=0$ 및 $z=z$ 에서의 狀態벡터
 $T_z(z_0, z_1)$: 軸要素 $z_0 \sim z_1$ 間의 狀態傳達매트릭스
 $T_z^{(N)}(z_0, z_{N-1}, z)$: 軸要素 $N, z_{N-1} \sim z$ 間의 狀態傳達매트릭스
 $T_z^{(1)}(z_0, z_1)$: 軸要素 1, $z_0 \sim z_1$ 間의 狀態傳達매트릭스
 I_d : 圓板의 直徑慣性모멘트
 Ω : 軸의 旋回角振動數
 $K_{51} \sim K_{54}$: 水平面內에서의 直線스프링常數
 $K_{61} \sim K_{64}$: 水平面內에서의 回轉스프링常數
 $K_{71} \sim K_{74}$: 垂直面內에서의 直線스프링常數
 $K_{81} \sim K_{84}$: 垂直面內에서의 回轉스프링常數
 $S^{(n)}$: 軸要素 n 的 不連續點 右端까지의 累積傳達매트릭스
 $T^{(n)}$: 軸要素 n 的 不連續點 左端까지의 累積傳達매트릭스

接受日字: 1984年 11月 9日, 再接受日字: 1985年 4月 8日

* 正會員, 蔚山大學校 工科大學 造船 및 海洋工學科

$\bar{K}^{(n)}$: 軸要素 n 의 不連續 매트릭스
 $P_{(z_n)}^{(n)}, (I + \bar{K}^{(n)})$: 軸要素 n 의 不連續點 z_n 에서의 點매트릭스 또는 不連續傳達 매트릭스

1. 緒 言

推進軸系の 橫振動은 軸自體의 損傷, 船尾베아링의 異常磨滅, 船尾管시일 事故 등의 原因이 될뿐만 아니라 船尾振動의 原因이 되기도 한다.

第二次大戰後 Liberty 型 船舶과 기타의 많은 船舶에서 推進軸系の 損傷事故가 자주 發生하였다. 이러한 推進軸系の 損傷事故와 關聯하여 研究가 進行된 結果, Panagopolos[1]는 推進軸系는 一回轉中 推進器翼數次 또는 그의 整數倍數次의 橫振動이 誘起되는 事實과 이의 共振現象을 指摘하였으며, 推進軸系의 固有振動數를 구하는 理論的 略算式을 發表하였다. 그후 Jasper [2][3][4]에 의한 一聯의 研究가 있었으며 역시 理論的 略算式을 發表하였다.

그후 橫振動에 關한 研究가 거의 없었으나, 1970 年度에 이르러 VLCC, LNG Carrier, 高速콘테이너船 등 高出力船이 出現함에 따라 軸系와 推進器의 重量은 증가하는데 반하여 船尾構造 및 베아링支持構造의 剛性이 相對的으로 低下하여 그 結果로 推進軸系의 翼數次의 回轉數가 예로는 常用回轉數구역까지 내려옴으로서 共振問題가 야기되곤 하였다.

電子計算機의 활발한 보급과 더불어 1970 年度부터 傳達 매트릭스法과 有限要素法 등으로 推進軸系의 聯成 橫振動問題를 解決하려는 많은 研究가 있어 왔다.

Vassilopoulos 등[7], Hayam[8], Ohtaka 등[9], Koike 등[10], Hori 등[11], Saito 등[12]은 推進軸系의 聯成橫振動應答을 推定하는 方法들을 提示하고 傳達 매트릭스法에 기초를 둔 電算프로그램에 의하여 推進軸系의 聯成橫振動解析을 行하였다. Hylarides[13]는 推進軸系의 聯成橫振動의 共振回轉數의 正確한 推定을 위한 計算方法 및 有限要素法에 기초를 둔 電算 프로그램의 有用성을 表明한 바 있다. 全孝重 등[14]은 一平面內에서 橫振動하는 推進軸系의 固有振動數를 구하기 위한 近似計算法과 精密計算法을 提示하였으며, 傳達 매트릭스法과 有限要素法에 기초를 둔 電算프로그램에 의하여 “한 바다호”의 推進軸系에 對하여 一平面內의 橫振動解析을 하였다.

앞서 발표한 報文[16]에서 著者 등은 軸系橫振動解析을 위한 기초연구로, 여러개의 彈性베아링 및 支持臺로 지지된 軸系의 橫振動 解析을 위하여 傳達 매트릭스

法에 의한 電算프로그램을 개발하였으며, 模型實驗을 통하여 이 프로그램의 有用성을 확인한 바 있다.

本 研究에서는 上記 전산프로그램의 實船軸系에의 적용성 여부를 확인하기 위하여, 傳達 매트릭스法에 의한 聯成橫振動解析 과정을 導出した 후, 例題試算 및 實測值와의 比較檢討를 수행하였다.

2. 傳達 매트릭스法에 의한 聯成橫振動 解析[5][6][14][16]

2.1. 狀態傳達 매트릭스

Fig. 1 에서와 같이 N 個의 軸要素로 구성된 軸系에 대하여 軸中心方向을 z 軸, 水平方向을 x 軸, 垂直方向을 y 軸으로 좌표를 定한다.

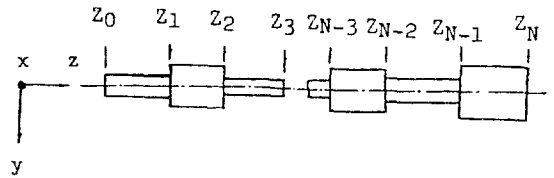


Fig. 1 Combination of N shaft segments

軸要素를 直徑에 比하여 길이가 比較的 긴 單純보 (Euler-Bernoulli-beam)로 보고 軸要素가 角速度 ω 로 水平面과 垂直面內에서 橫振動을 하는 경우, 軸의 運動方程式은 (1) 式과 같다.

$$\frac{\partial^2}{\partial z^2} \left(EI \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} \right) + \frac{\gamma}{g} \cdot A \frac{\partial x^2}{\partial t^2} = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial z^2} \left(EI \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) + \frac{\gamma}{g} \cdot A \frac{\partial y^2}{\partial t^2} = 0 \tag{1}$$

(1) 式에서

$$x = X_{(z)} e^{i\omega t},$$

$$y = Y_{(z)} e^{i\omega t} \tag{2}$$

로 놓고, 굽힘剛性係數 EI 가 軸의 길이에 따라 一定할 경우에는 (1) 式은

$$\frac{d^4 X}{dz^4} - \alpha^4 X = 0,$$

$$\frac{d^4 Y}{dz^4} - \alpha^4 Y = 0 \tag{3}$$

여기서

$$\alpha^4 = \frac{\gamma A}{g EI} \cdot \omega^2 = \frac{\rho A}{EI} \cdot \omega^2$$

따라서 (3) 式의 一般解는 (4) 式과 같다.

$$X_{(z)} = c_1 e^{\alpha z} + c_2 e^{-\alpha z} + c_3 e^{i\alpha z} + c_4 e^{-i\alpha z},$$

$$Y_{(z)} = c_1' e^{\alpha z} + c_2' e^{-\alpha z} + c_3' e^{i\alpha z} + c_4' e^{-i\alpha z} \tag{4}$$

따라서 다음 關係式이 성립한다.

$$\delta_x = X = \sum_{j=1}^4 C_j e^{\alpha_j z},$$

$$\delta_y = Y = \sum_{j=1}^4 C_j' e^{\alpha_j z} \quad (5)$$

$$\theta_y = \frac{dX}{dz} = \sum_{j=1}^4 \alpha_j C_j e^{\alpha_j z},$$

$$\theta_x = \frac{dY}{dz} = \sum_{j=1}^4 \alpha_j C_j' e^{\alpha_j z} \quad (6)$$

$$M_y = EI \frac{d^2 X}{dz^2} = EI \sum_{j=1}^4 \alpha_j^2 C_j e^{\alpha_j z},$$

$$M_x = EI \frac{d^2 Y}{dz^2} = EI \sum_{j=1}^4 \alpha_j^2 C_j' e^{\alpha_j z} \quad (7)$$

$$F_x = -\frac{dM_y}{dz} = -\frac{d}{dz} \left(EI \frac{d^2 X}{dz^2} \right) = -EI \sum_{j=1}^4 \alpha_j^3 C_j e^{\alpha_j z},$$

$$F_y = -\frac{dM_x}{dz} = -\frac{d}{dz} \left(EI \frac{d^2 Y}{dz^2} \right) = -EI \sum_{j=1}^4 \alpha_j^3 C_j' e^{\alpha_j z} \quad (8)$$

여기서

$$\alpha_1 = \alpha, \quad \alpha_2 = -\alpha, \quad \alpha_3 = i\alpha, \quad \alpha_4 = -i\alpha$$

(5), (6), (7)과 (8) 式을 매트릭스形으로 表示하고 狀態 벡터 $\bar{S}_{(z)}$ 를 (9) 式과 같이 定義한다.

$$\bar{S}_{(z)}^T = [\delta_x, \theta_y, \delta_y, \theta_x, F_x, M_y, F_y, M_x] \quad (9)$$

軸要素의 임의점 ($z=z$)에 있어서의 狀態變數는 다른點 ($z=z_0$)에 있어서의 狀態變數와 傳達매트릭스에 의하여 (10) 式과 같이 表示할 수 있으며 이 狀態傳達 매트릭스는 軸의 特性에 의해 決定되는 8×8 매트릭스이다.

$$\bar{S}_{(z)} = T_{z(z_0, z_0)} \cdot \bar{S}_{(z_0)} \quad (10)$$

綜合傳達매트릭스 $T_{z(z_0, z_0)}$ 를, Fig. 1에서와 같이 N 個의 軸要素로 構成되는 軸系에 대하여 一般化하면, 個別傳達매트릭스를 곱함으로서 다음과 같이 구할 수 있다. 또 이것을 利用하여 軸系의 1點으로부터 다른 임의점의 狀態벡터를 구할 수 있다.

$$T_{z(z_0, z_0)} = T_{z(z_0, z_{N-1})}^{(N)} \cdot T_{z(z_{N-1}, z_{N-2})}^{(N-1)} \cdots \cdots T_{z(z_1, z_0)}^{(1)} \quad (11)$$

2.2. 不連續傳達매트릭스

推進軸系는 直徑이 다른 軸要素들과 推進器, 플라이휠, 커프링, 칼라 등으로 構成되어 荷重을 받으며, 彈性베어링과 油膜, 彈性支持臺 등으로 支持되어 있다. 이와 같은 要素들의 영향때문에 이들 不連續點前後에서의 狀態變數中 다음과 같은 剪斷力과 모멘트의 不連續性이 發生하게 된다.

1. 支持베어링의 彈性으로 因하여 剪斷力과 굽힘모멘트의 變化가 發生하게 된다.

2. 베어링支持部에서는 베어링油膜을 直線運動 및 回轉運動에 대한 等價스프링 및 減衰로 置換하고, 또한 베어링 및 支持臺를 等價質量, 等價스프링, 等價減衰로 置換하여 生覺할 수 있다.

만약 이를 베어링의 스프링과 減衰特性이 異方性이면 水平面과 垂直面內에서 變位와 剪斷力은 聯成하게 된다. 특히 베어링油膜의 경우에는 兩平面內에서 變位와 剪斷力은 勿論 回轉力과 모멘트도 서로 聯成하게 된다.

3. 軸에 圓板(推進器, 軸커프링, 플라이휠 등)이 있을 때에는 慣性力으로 因하여 剪斷力과 모멘트가 變化하게 되며 자이로效果의 영향으로 兩平面內에서 回轉角과 모멘트가 역시 聯成하게 된다.

이러한 不連續性을 고려하면 不連續點前後端의 狀態變數들은 一般化하여 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta_{xR} &= \delta_{xL}, \quad \theta_{yR} = \theta_{yL}, \quad \delta_{yR} = \delta_{yL}, \quad \theta_{xR} = \theta_{xL}, \\ F_{xR} &= (K_{51} - \omega^2 m) \delta_{xL} + K_{52} \theta_{yL} + K_{53} \delta_{yL} \\ &\quad + K_{54} \theta_{xL} + F_{xL}, \\ M_{yR} &= K_{61} \delta_{xL} + (K_{62} - \omega^2 I_d) \theta_{yL} + K_{63} \delta_{yL} \\ &\quad + (K_{64} + i I_d \Omega \omega) \theta_{xL} + M_{yL}, \\ F_{yR} &= K_{71} \delta_{xL} + K_{72} \theta_{yL} + (K_{73} - \omega^2 m) \delta_{yL} \\ &\quad + K_{74} \theta_{xL} + F_{yL}, \\ M_{xR} &= K_{81} \delta_{xL} + (K_{82} - i I_d \Omega \omega) \theta_{yL} + K_{83} \delta_{yL} \\ &\quad + (K_{84} - \omega^2 I_d) \theta_{xL} + M_{xL}, \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 첨자 L 및 R 은 不連續點의 左右端을 各各 表示한다. (12) 式은 8×8 의 매트릭스로 나타낼 수 있으며 點傳達매트릭스 또는 不連續傳達매트릭스라고 한다.

2.3. 傳達매트릭스의 一般式과 解法

Fig. 2에서와 같이 左端에 不連續點을 갖는 一聯의 軸要素들에 대하여 n 번째 要素의 임의점 z 에 대한 狀態벡터 $\bar{S}_{(z)}^{(n)}$ 는 다음과 같이 간단하게 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{S}_{(z)}^{(n)} &= T_{z(z_0, z_0)}^{(n)} \cdot P_{(z_0)}^{(n)} \cdot T_{z(z_n, z_{n-1})}^{(n-1)} \cdots \cdots \\ &\quad T_{z(z_1, z_1)}^{(2)} \cdot P_{(z_1)}^{(2)} \cdot T_{z(z_1, z_0)}^{(1)} \cdot P_{(z_0)}^{(1)} \cdot \bar{S}_{(z_0)} \end{aligned} \quad (13)$$

또 그림에서와 같이 임의번째의 軸要素의 不連續點 左端 및 右端까지의 累積매트릭스를 다음의 (14) 式과 (15) 式으로 表示할 수 있다.

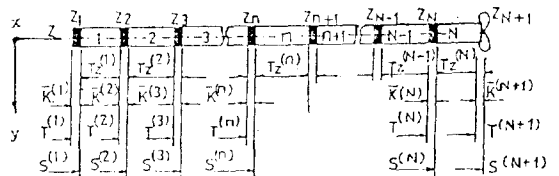


Fig. 2 Combination of N -shaft segments with discontinuities

$$S^{(n)} = (I + \bar{K}^{(n)}) \cdot T^{(n)},$$

$$T^{(n-1)} = T_z^{(n)} \cdot S^{(n)} \quad (14)$$

여기서 $n=1, 2, 3, 4, \dots, N$

$$S^{(N+1)} = (I + \bar{K}^{(N+1)}) \cdot T^{(N+1)} \quad (15)$$

直交하는 二平面內에서 振動하는 軸系는 兩端에서 各 各 8個의 狀態變數를 갖고 있으며, 그중 8個의 狀態變數를 알고 있다. 軸系의 나머지 8個의 狀態變數들은 다음 (16) 式으로부터 구할 수 있다.

$$\bar{S}_{(z_{n+1})} = S^{(N+1)} \cdot \bar{S}_{(z_n)} \quad (16)$$

따라서 左端에서의 狀態벡터 $\bar{S}_{(z_1)}$ 을 알게 됨으로 任意點의 狀態벡터는 다음式들로 부터 구할 수 있다.

$$\bar{S}_{(z_n)L} = T^{(n)} \bar{S}_{(z_1)},$$

$$\bar{S}_{(z_n)R} = S^{(n)} \bar{S}_{(z_1)} \quad (17)$$

$$\bar{S}_{(z)} = T_{z(z_n, z_n)} \cdot S^{(n)} \cdot \bar{S}_{(z_1)} \quad (18)$$

여기서 $\bar{S}_{(z_n)L}$ 과 $\bar{S}_{(z_n)R}$ 은 n 번계의 軸要素의 不連續點 $\bar{K}^{(n)}$ 左端 및 右端의 狀態벡터를 나타내고 있다.

以上과 같이 多數의 軸要素와 不連續點을 갖는 軸系의 固有振動數를 求하기 위해서는 單位 크기의 起振力, 또는 起振모멘트를 軸의 一端에 加하고 任意點에 있어서의 이에 대한 應答을 計算한다. 一定範圍의 角振動數에 대하여 이러한 計算을 行하여 이로부터 固有振動數를 決定한다.

3. 實船에 대한 數值計算例

3.1. 推進軸系의 主要目과 計測結果

Table 1 에는 試算對象船舶인 “한바다호”에 대한 推進軸系의 主要目이 주어져 있으며, Fig. 3은 計測結果 [14]로서 各 機關回轉數에 대해서, 中間軸最後部의 軸受部에서 아스카니아 變位計로서 計測한 水平方向의 變位를 表示하고 있다. 192 rpm 附近에서 共振이 일어났음을 알 수 있다.

3.2. 推進軸系의 計算과 計算入力值

理論計算을 하기 위해서는 實際의 推進軸系를 本來의 特性을 維持하는 範圍內에서 單純化시킬 필요가 있다

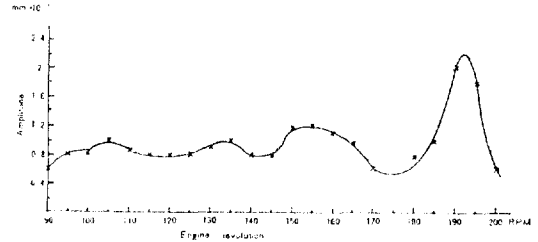


Fig. 3 Horizontal vibration amplitude of propulsion shaft of ship

Table 1 Particulars of the traing ship “Hanbada” and propeller-shaft system

Ship	Length overall	99.8 m
	Length betw'n perpendiculars	90.0 m
	Breadth(molded)	14.5 m
	Depth(molded)	
	to main deck	7.0 m
	to shelter deck	9.5 m
	Draft(design)	5.0 m
	Gross tonnage	3491.77 tons
	Service speed	15 Knots
Main engine, Diesel	output × rpm	3,800 bhp × 230 rpm
Propeller	Diameter × pitch	3.15 m × 2.32 m
	No. of blade × set	4 × 1 set
	Expanded area ratio	0.650
	Weight	3,200 kg
	Polar Moment of inertia	15,700 kg·cm·sec ²
Propeller-Shaft	Length × diameter	5.340 m × 0.315 m
No. 1~No. 4 inter. shaft	Length × diameter	7.250 m × 0.250 m
Stern tube-bearing		lignumbitae

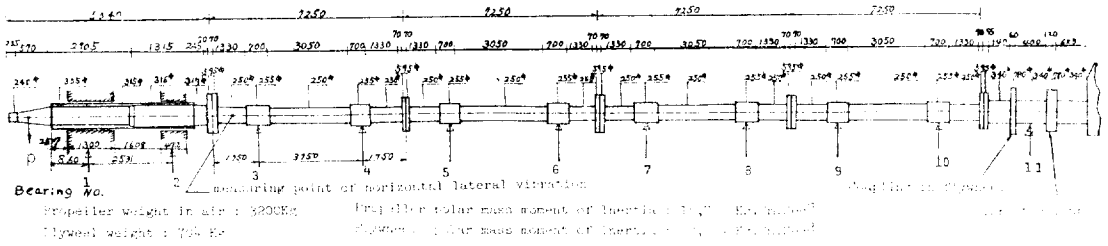


Fig. 4 Propulsion shaft arrangement

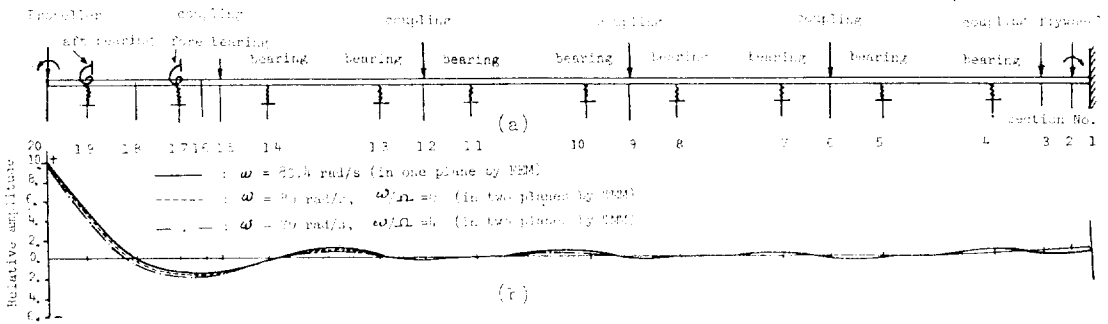


Fig. 5 Calculation model of the propulsion shafting system and relative amplitudes for resonance vibration modes

다. 同時에 軸系에 關聯되는 베어링支持臺와 기타 附帶構造物도 計算에 便利하도록 單純한 形態로 置換 또는 省略化할 需要가 있다.

軸系를 推進器나 커플링 등과 같이 集中質量이 配置된 곳, 슬라이브가 있는 部分과 없는 軸部, 軸徑의 變化部分 및 베어링의 支持點 등을 分割點으로 取하고, 分割된 各 構成要素의 特性值를 計算한다. 만약 聯成效果가 強한 경우에는 兩面에 對한 聯成特性值를 별도로 算出할 必要가 있다.

軸系 各 構成要素의 特性值 計算方法은 참고문헌[14, 15]에 準하였는 바, 推進器에 對해서는 質量 및 慣性 모멘트에 對한 附加水效果와 자이로效果 등을 고려하고, 軸部에 對해서는 슬라이브가 旋工된 軸部에서는 等價質量, 軸커플링 등의 特性들을, 그리고 베어링支持部에서는 베어링內 支持點의 位置, 베어링油膜特性, 海水潤滑式 船尾管베어링의 剛性 등을 고려하였다.

Fig. 4는 實船의 推進軸系裝置圖를 나타내고 있으며, Fig. 5의 (a)는 上記 사항을 고려한 推進軸系의 計算모델이다.

플라이휠과 스톱-칼라의 중앙부를 固定端으로 보고, 推進器로 부터 固定端까지에 19개의 軸要素로 분할하였으며, 推進器, 커플링과 플라이휠은 外部 集

中質量과 直徑慣性모멘트가 있는 것으로 보았다. 銅合金 스톱브가 旋工된 軸部의 比重은 等價比重으로 計算하였다. 支持스프링으로는 船尾管前後리그너바이더 베어링, 中間軸베어링을 고려하였으며, 특히 船尾管支持베어링에 對해서는 베어링의 길이와 直徑에 比較해 짧기 때문에 直徑스프링만을 고려하였고, 베어링臺의 剛性은 大端히 크다고 간주하였다. 또 각 베어링部에 있어서 지지스프링강성의 크기는 水平方向과 垂直方向 양자가 동일하다고 가정하였다.

Table 2에는 推進軸系要素의 集中質量과 直徑慣性 모멘트의 값, Table 3에는 支持스프링常數의 값이 나타나 있다.

Table 2에서 推進器 附加水效果는, 軸中心直角方向 振動에 對해서는 Thomsen[17]의 理論計算式에 의하

Table 2 Mass and dia. moment of inertia for propeller shaft system

Nomenclature	mass (kg·cm ⁻¹ ·sec ²)	dia. moment of In. (kg·cm·sec ²)
Propeller	0.3802306 × 10	0.1983700 × 10 ⁵
Coupling	0.2485883	0.6877480 × 10 ²
Flywheel	0.8440350	0.3804000 × 10 ⁴

Table 3 Bearing stiffness of propeller shaft system

Nomenclature	translatory spring-constant (kg/cm)	rotational spring-constant (kg·cm/rad.)
aft. stern tube	0.7004643×10^5	0.1032510×10^9
fwd. stern tube	0.1483538×10^5	0.1041611×10^8
Intermediate shaft	0.1000000×10^7	—

Table 4 Comparison of resonance frequencies

Measurement and Calculation	Vib. plane	Shaft whirling ratio (ω/Ω)	Resonance frequency		Ratio of Cal. diff. to A (%)	
			(rad/sec)	(rpm)		
Measurement	A	Horizontal	4	80.38	192	
Cal. by F.E.M.	B	Horizontal	0	80.4	192.04	+0.02
Cal. by T.M.M.	C	Horizontal	0	H. 80		-0.48
		Vertical		V. 0	191.08	
Cal. by T.M.M.	D	Horizontal	4	H. 79		-1.73
		Vertical		V. 79	188.7	

면 約 16%, Schwanecke[18]의 式에 의하면 約 12%가 되며, 여기서는 Thomsen의 方法에 의한 結果를 利用하여 16%를 加算하였다. 또 軸中心直角돌레振動에 대해서는 Thomsen의 方法에 의하면 約 153%, Schwanecke의 式에 의하면 約 169%가 되며, Thomsen의 結果를 參考로 하여 150%를 加算하였다. 以上の 經驗이나 實測值를 바탕으로 한 一定比率加算法[14][15]과 比較하여 보면 대체로 使用範圍에 있음을 알 수 있다.

Table 3에서 船尾管支持베어링의 스프링常數값 또한 Jasper[4]의 式을 適用 計算하였는데, 리그넘바이터 壓縮에 대한 彈性係數[15] 및 類似船에서 推定한 값과 比較하여 大體로 無難한 값이다.

中間軸베어링의 스프링常數에 대해서는 베어링의 길이와 軸徑에 比하여 짧기 때문에 直線스프링常數만을 推定하였으며 베어링의 剛性은 매우 높다고 보고 油膜만으로 決定하였다.

3.3. 數值計算例

推進器에 水平方向의 單位모멘트를 加하고, 軸이 旋回하지 않는 경우와 旋回하는 경우에 대해서, 각각 角速度 75 rad/sec로부터 90 rad/sec까지의 範圍에서 每 1 rad/sec씩 增加하면서 各 베어링部의 軸振幅을 計算하였다. 軸이 旋回하지 않는 경우에는 水平面內에서 80 rad/sec에서 共振이 일어나고, 軸이 旋回할 경우에는 水平面과 垂直面內에서 各 79 rad/sec에서 共振이 일어났다.

Fig. 5의 (b)는 各 共振點에 대한 相對振幅曲線을

보여주고 있다. 맨 위의 곡선은 軸이 靜止하고 있는 경우의 水平面內에서 橫振動하는 軸系에 대하여 有限要素法에 의하여 計算된 것이며, 중앙과 아랫 曲線은 軸이 靜止하고 있을때와 旋回하고 있을때의 各 경우에 대하여, 傳達메트릭스法에 의하여 計算한 結果를 나타내고 있다. 여기서 軸이 旋回하고 있을때의 水平方向과 垂直方向의 振幅曲線에서의 差異가 극히 近소하기 때문에 두 曲線을 한 曲線으로 表示하였다.

實測結果와 計算結果를 比較하면 다음 Table 4에서와 같다.

4. 考察 및 結論

多點支持軸系의 聯成自由橫振動 解析에 有用한 電算 프로그램을 마련하고, 이를 사용하여 實船「한바다號」의 推進軸系의 共振回轉數를 計算하고 同 結果를 實測值와 比較하였다.

이 電算프로그램은 傳達메트릭스法에 基礎를 둔 것인데, system parameters로서 附加水效果, 推進器의 차이로效果, 軸支持베어링의 剛性과 油膜特性 및 強制振動數와 軸旋回 回轉數의 比 등을 구체적으로 고려한 것이다.

試算對象船은 海水潤滑式 船尾管이 장치된 軸系를 가졌는데, 3.2節에서 기술한 入力值를 사용하여 共振回轉數를 計算한 結果는 Table 4에서 보는 바와 같이 實測值와 잘 부합한다. 參考로 有限要素法에 의한 計算值와도 比較하였는데 서로의 부합성이 양호하다. 共

振回轉數에서의 振幅에 대하여서는 起振力 크기에 관한 資料가 없기 때문에 計算値와 實測値의 비교를 할 수 없었다. 結論의으로, 이 연구를 위하여 作成한 電算프로그램과 3.2節에 기술된 system parameters 算定値를 入力資料로 하여 海水潤滑式 船尾管을 가진 軸系에 대하여 聯成橫振動의 共振回轉數를 精度높게 推定할 수 있음이 확인되었다.

최근, 콘테이너船 등 高出力·高速船에서는 油潤滑式 船尾管을 장치하는 경향인데, 이와 같은 배에 대하여서 軸支持베어링의 剛性 및 油膜特性 등에 관한 實驗的 研究가 소망스럽다.

謝 辭

本 研究를 도와 주신 韓國海洋大學 全孝重 教授님께 深深한 謝意를 表하는 바입니다.

參 考 文 獻

- [1] Panagopoulos E., "Design Stage Calculation of Torsional, Axial, and Lateral Vibration of Marine Shafting", *SNAME*, Vol. 58, 1950, pp. 329-384.
- [2] Jasper N.H. and Rupp L.A., "An Experimental and Theoretical Investigation of Propeller Shaft failures", *SNAME*, Vol. 60, 1952, pp. 314-381.
- [3] Jasper N.H. "A Theoretical Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shaft-Disk Systems", *DTMB Report* 827, 1954/12.
- [4] Jasper N.H., "A Design Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shafts-Disk Systems", *DTMB Report* 890, 1954/12.
- [5] Pestel E.C. and Lecki F.A., *Matrix Methods in Elastomechanic*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1963.
- [6] J.P. Den Hartog., *Mechanical Vibrations*, McGraw-Hill Book Co., New York 1956.
- [7] Vassilopoulos L. and Brawshaw R., *ISP*, Vol. 21, No. 239, 1974, pp.193-219.
- [8] Hayama S., "A Study on Lateral Vibration of Propeller Shafting", *Bulletin of MESJ*, Vol. 3, No.1, 1975, pp.17-24.
- [9] Ohtaka K., and Nakamura T., "On the Forced Response of Propeller Shaft", *Journal of MESJ*, Vol. 11, No.5, 1976, pp.385-391.
- [10] Koike H. and et al., "Evaluation of Lateral Vibration in Marine Shaft System", *Journal of MESJ*, Vol. 11, No.5, 1976, pp.376-384.
- [11] Hori Y. and et al, "Lateral Vibrations of Propeller Shaft Systems", *Journal of MESJ*, Vol. 13, No.4, 1978, pp.307-312.
- [12] Saitoh T. and et al., "Whirling of Propeller Shaftings", *Journal of MESJ*, Vol. 13, No.12, 1978, pp.903-917.
- [13] Hylarides S., "Transverse Vibrations of Ships Propulsion Systems", *ISP*, Vol. 22, No.252, 1975.
- [14] 全孝重·金喜徹, "船舶推進軸系의 橫振動計算에 관한 研究", 韓國船用機關學會誌 第三卷 第一號, 1979, pp.2-18.
- [15] 日本海事協會, "船舶振動設計指針", 1981, pp.202-231.
- [16] 安時榮·全孝重, "傳達메트릭스法에 의한 多點支持軸系의 聯成自由橫振動計算에 관한 研究", 韓國船用機關學會誌 第7卷 第1號, 1983.
- [17] Thomsen P., "Dynamische Modell-Messungen bei Propeller-Schwingungen", *Shiff und Hafen*, 13-2, 1961, 89-100.
- [18] Schwanecke H., "Gedanken zur Frage der Hydrodynamischerregten Schwingungen des Propellers und der Wellenleitung", *STG-Jahr Buch*, Bd. 57, 1963, S. 252.