

---

 論 文
 

---

大韓造船學會論文集  
 第 31 卷 第 2 號 1994 年 5 月  
 Transactions of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol. 31, No. 2, May 1994

## 선박 추진축의 선회임계속도에 관한 연구

김용철\*, 이건도\*\*

A Study on the Whirling Critical Speeds of Marine Propeller Shafts

by

Yong Chul Kim\* and Gun Do Lee\*\*

### 요 약

본 논문에서는 선박 추진축계의 정확한 임계속도 추정을 위한 모델링방법 및 해석방법을 제시하였다. 해석방법으로는 전달행렬법을 사용하여 추진축의 임계속도 및 선회운동응답을 구하였다. 또한, Jasper식과 Panagopulos식 등과 같은 간이 추정식들의 타당성을 검증하기 위하여 수치계산을 수행하였다. 일반적인 선박 추진축계에 대한 수치계산 결과로 부터 축의 임계속도는 저어널베어링의 위치 및 지지조건에 민감함을 알 수 있었다.

### Abstract

In this paper the modelling procedure and analysis technique for the prediction of accurate critical speeds of marine propeller shafts are suggested. As a solution method the transfer matrix method is employed to calculate the critical speeds, which are correspond to natural frequencies of the shaft in lateral vibration, and whirling responses. Furthermore, in order to check the validity of the simple prediction formulae, such as Jasper's formula and Panagopulos's formula, numerical calculations were performed. From the numerical results it was found that the critical speed of the propeller shaft is sensitive to the position and the supporting conditions of journal bearings.

---

발 표 : 1993년도 대한조선학회 추계연구발표회('93. 11. 13)

접수일자 : 1993년 12월 3일, 재접수일자: 1994년 2월 15일

\* 정회원, 영남대학교 기계공학과

\*\* 영남대학교 기계공학과 대학원

## 1. 서론

최근 선박이 대형화, 고속화함에 따라 선박 추진마력이 커지게 되고, 또한 에너지절감 및 추진 효율을 높이기 위하여 대형 프로펠러, 대형 실린더 및 회전수가 적은 기관을 채택하게 되었다. 따라서 기관의 낮은 운전속도와 대형 프로펠러로 인하여 선박 기진력도 커지게 되어 심각한 진동문제를 일으키고 있다.

특히 최근에 많이 건조되고 있는 고속 컨테이너선과 같은 선박에서는 추진마력 및 추진축의 직경이 커지게 된 반면, 기관실이 선미에 위치함에 따라 추진축의 길이는 상대적으로 짧아지게 되었다. 따라서 이를 지지하는 선체의 강성은 상대적으로 약하게 되어 추진축이 심각한 횡진동을 일으키는 경우도 있다.

선박 추진축계의 횡진동 문제는 추진축의 손상, 선미관 베어링 마모의 원인이 될 뿐만 아니라 과도한 선체진동을 유발시키므로 소홀히 다루어서는 안된다. 특히 추진축의 회전수가 축의 횡방향 고유진동수와 일치할 때를 임계속도라고 말하며, 이때 공진현상이 일어나게 된다. 공진시에는 추진축의 선회운동응답(whirling response)도 점점 커지게되어 결국 구조물의 파괴에 이르게 되므로 축의 횡방향 고유진동수를 정확히 추정할 필요가 있다.

선박 추진축계의 횡진동 해석방법은 회전체 동역학에서의 해석방법과 마찬가지로 유한요소법, 전달행렬법, 두 방법을 혼합한 방법, 모우드해석법등이 있다. 이러한 방법들은 각기 장단점이 있으나 선박 추진축과 같은 시스템에서는 전달행렬법을 이용하여 비교적 간단하게 모델링할 수 있으며, 또한 적은 컴퓨터용량으로도 만족할만한 정확도를 얻을 수 있다.

회전체의 임계속도를 구하기 위한 전달 행렬법은 Prohl[12]에 의해 처음 제안되었으며, 다지진된 축의 횡진동 해석은 Guenther, Lovejoy[5]등에 의하여 수행되었다. 선박 추진축의 임계속도는 Jasper식과 같은 간이 추정식[15]들이 주로 사용되어 왔으며 Woytowich[16]는 Jasper식과 유사한 방법을 사용하여 임계속도를 계산한 바 있다.

본 논문에서는 다지진점을 가진 선박 추진축의 임계속도를 정확히 추정하기 위한 모델링방법 및 해석방법을 개발하였으며, 또한 기존에 사용되고 있는 Panagopulos식, 수정Panagopulos식, Jasper식 그리고 Jasper-Rayleigh식 등과 같은 간이 추정식들과 결과를 서로 비교, 검토하였다. 또한 수치계산을 통하여 본 논문의 해석방법을 검증하였으며, 특히 저어널 베어링의 위치, 베어링의 강체지지 및 유연지지조건

등이 임계속도에 미치는 영향을 집중적으로 조사하였다.

## 2. 간이추정식

우선 추진축의 임계속도를 구하기 위하여 기존에 사용되어 왔던 간이 추정식들을 간략히 소개하면 다음과 같다.

### 2.1 Panagopulos식

프로펠러의 축을 선미관베어링과 중간축 최후단부 베어링으로만 지지되는 것으로 가정하여 계산하는 식으로서 축의 분포질량에 대한 항을 포함하고 있다. 그러나 이 식은 물리적 엄밀성의 결여로 인해 계산결과와 대체로 실제값보다 낮은값을 주고 있다[14].

### 2.2 수정 Panagopulos식

수정 Panagopulos식은 Panagopulos식에 물리적인 의미에 부합되게 수정한 식으로서 모형에 의한 실험치와 계산치가 비교적 잘 맞는 근사식으로 보고 되고 있다[14][17].

### 2.3 Jasper식

이 식은 추진축의 질량효과를 무시한 대신 축의 선회에 따른 자이로효과를 고려하고 있으나, 중간축 베어링에서 축이 고정되어 있다는 등의 가정으로 인하여 계산결과와 대체로 실제값보다 높은값을 나타내고 있다. Jasper식은 지지상태에 따른 영향계수를 정의하여 사용하고 있다.

### 2.4 Jasper-Rayleigh식

이 식은 Jasper식중 프로펠러의 질량에다 축의 등가치환질량을 부가하여 계산한 식으로서 실험치와 비교하여 비교적 좋은 결과를 얻을 수 있다고 보고 되고 있다[15].

## 3. 해석방법

앞서 기술한 간이 추정식들은 근사식으로서 쉽게 추정할 수 있는 장점이 있는 반면에 정확하지 못한 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 전달행렬법을 이용하여 시스템을 모델링하고 정확한 해를 구할 수 있는 방법을 설명하고자 한다.

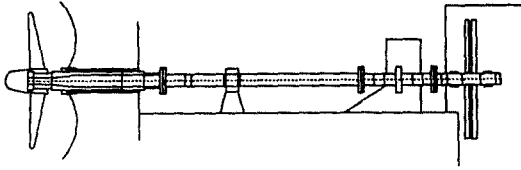


Fig.1 A typical propeller shaft system

Fig.1과 같은 다지지점을 가진 선박축을 모델링하기 위하여 추진축이 여러개의 원판과 이들을 연결하는 축으로 구성되어 있다고 가정한다. 이때 축의 질량은 원판에 포함 시키며, 저어널 베어링은 강체지지(rigid support) 또는 유연지지(flexible support)로 모델링하여 전체계에 대한 전달행렬식을 구한다.

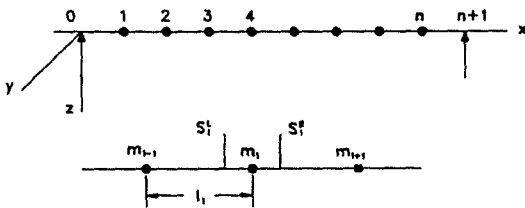


Fig.2 n mass system with notations

각 절점에서의 전달행렬식을 구하기 위하여서는 Fig.2와 같은 시스템의 각 절점에서 상태벡터를 다음과 같이 정의한다.

$$\{S\} = \{w \ \Theta \ M_y \ V_z\}^T$$

이때  $w$ 는  $z$  방향변위,  $\Theta$ 는 기울기,  $M_y$ 는  $y$  방향 굽힘모멘트,  $V_z$ 는  $z$  방향 전단력을 나타낸다.

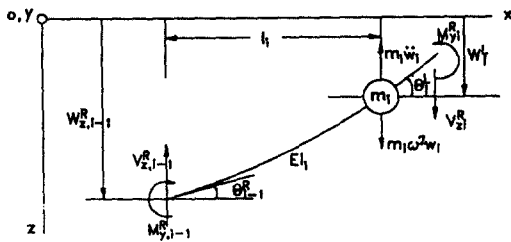


Fig.3 The  $i$ th element of a shaft in  $x-z$  plane

Fig.3에서 보는 바와같이  $i$ 번째 요소의 전달행렬식은 요소의 평형관계로부터 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} V_{zi}^L &= V_{z,i-1}^R \\ M_{yi}^L &= M_{y,i-1}^R + V_{zi}^L l_i \end{aligned} \quad (1)$$

또한 외팔보의 한쪽끝에 굽힘 모우멘트  $M_y$ 와 전단력  $V_z$ 를 가했을때 변위  $w$ 와 기울기  $\Theta$ 와의 관계식 [13]과 식(1)을 조합하면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} -w_i^L &= -w_{i-1}^R + \Theta_{i-1}^R l_i + M_{y,i-1}^R \frac{l_i^2}{2EI_i} + V_{z,i-1}^R \frac{l_i^3}{6EI_i} \\ \Theta_i^L &= \Theta_{i-1}^R + M_{y,i-1}^R \frac{l_i}{EI_i} + V_{z,i-1}^R \frac{l_i^2}{2EI_i} \end{aligned} \quad (2)$$

(1)식과 (2)식을 행렬식으로 나타내면

$$\begin{Bmatrix} -w \\ \Theta \\ M_y \\ V_z \end{Bmatrix}_i^L = \begin{bmatrix} 1 & l & \frac{l^2}{2EI} & \frac{l^3}{6EI} \\ 0 & 1 & \frac{l}{EI} & \frac{l^2}{2EI} \\ 0 & 0 & 1 & l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \begin{Bmatrix} -w \\ \Theta \\ M_y \\ V_z \end{Bmatrix}_{i-1}^R \quad (3)$$

$$\text{또는 } \{S\}_i^L = [F]_i \{S\}_{i-1}^R \quad (4)$$

여기서  $\{S\}$ 는 상태벡터,  $[F]_i$ 는  $i$ 번째 요소에서의 장행렬(field matrix)로 정의한다. 또한 절점  $i$ 에서 점행렬(point matrix)도 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} -w \\ \Theta \\ M_y \\ V_z \end{Bmatrix}_i^R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ m\omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \begin{Bmatrix} -w \\ \Theta \\ M_y \\ V_z \end{Bmatrix}_i^L \quad (5)$$

$$\text{또는 } \{S\}_i^R = [P]_i \{S\}_i^L \quad (6)$$

여기서  $[P]_i$ 는 절점  $i$ 에서의 주파수  $\omega$ 를 포함하는 점행렬이다.

또한 Gyro효과를 고려한경우 점행렬은 다음과 같이 표현된다.

$$[P]_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & (I_p - I_T)\omega^2 & 1 & 0 \\ m\omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

따라서 절점 0에서부터  $n+1$ 까지 전달행렬식을

다음과 같이 구할 수 있다.

$$\{S\}_{n+1} = [F]_{n+1} [P]_n [F]_n [P]_{n-1} \dots [F]_1 \{S\}_0 \quad (7)$$

여기서 모든 장행렬과 점행렬의 조합을 전체 전달행렬  $[U]$  로 정의하기로 하면 전체계에 대한 전달행렬식은 다음과 같다.

$$\{S\}_{n+1} = [U] \{S\}_0 \quad (8)$$

식(8)을 다시 구체적으로 표현하면

$$\begin{Bmatrix} -w \\ \Theta \\ M_y \\ V_z \end{Bmatrix}_{n+1} = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} & u_{14} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} & u_{24} \\ u_{31} & u_{32} & u_{33} & u_{34} \\ u_{41} & u_{42} & u_{43} & u_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -w \\ \Theta \\ M_y \\ V_z \end{Bmatrix}_0 \quad (9)$$

양단이 단순지지일 경우에는 절점 0와  $n+1$  에서  $w=0$  와  $M_y=0$  인 경계조건을 식(9)에 대입한다. 그러면 다음과 같은 주파수 특성방정식을 얻을 수 있다.

$$D(\omega) = \det \begin{vmatrix} u_{12} & u_{14} \\ u_{32} & u_{34} \end{vmatrix} = 0 \quad (10)$$

만일 양단이 자유경계조건인 경우에는 주파수 특성방정식이 다음과 같이 된다.

$$D(\omega) = \det \begin{vmatrix} u_{31} & u_{32} \\ u_{41} & u_{42} \end{vmatrix} = 0 \quad (11)$$

식(11)을 만족하는  $\omega_i$  가 이 시스템의 고유진동수를 의미하며 그 값은 수치계산 방법을 이용하여 쉽게 구할 수 있다. 또한 고유진동형을 구하기 위하여서는, 우선 절점 0 에서 기울기  $\Theta_0=1$  로 가정하여 전단력을 구하면 다음과 같다.

$$V_{z0} = - \left( \frac{u_{12}}{u_{14}} \right) \quad (12)$$

따라서 절점 0 에서의 상태벡터  $\{S\}_0$  가 정의되면 식(7)을 이용하여 각 절점에서 상태벡터를 구함으로써 각 고유진동수에 대한 고유진동형을 구할 수 있다.

#### 4. 저어널 베어링의 모델링

##### 4.1 강체지지

추진축의 중간지지점들을 강체지지로 가정한 경우 각 지지점에서의 변위  $w$  는 0 이 되며 기울기  $\Theta$  와 굽힘모멘트  $M_y$  는 연속인 경계조건을 가진다. 그러나 전단력  $V_z$  는 지지점의 반력으로 인하여 불연속이 된다. 따라서 저어널베어링이 위치한 지점마다 베어링에 의한 반력을 위의 부합조건식(compatibility condition)을 이용하여 크기를 구한 후 전체 전달행렬식에 대치시켜 주파수 특성방정식과 고유진동형을 구하면 된다. 이때에는  $y$  방향과  $z$  방향의 지지조건이 동일하므로 한 방향에 관한 횡진동해석만 수행하면 된다.

##### 4.2 유연지지

실제의 저어널베어링에는 윤활을 위하여 기름을 제 공함으로서 유막이 존재하게 되고, 또한 이 유막으로 인하여 축의 운동에 따른 유막내의 압력분포가 달라짐으로서 강성 및 감쇠의 효과가 존재하게 된다. 유막의 강성계수는 Fig.4에서 보는 바와같이 모델링할 수 있으며 이때  $y, z$  방향의 직접강성계수 뿐만 아니라 교차 강성계수도 있으며, 일반적으로 이 값들은 서로 다르다. 이러한 값들의 비등방성(anisotropy)은 추진축의 불평형 진동응답시 축의 타원계적운동 및 역선회운동을 일으키는 원인이 되고 있다. 정확한 유막의 강성 및 감쇠계수를 추정하기 위하여서는 베어링에 대한 유체역학적 Reynolds 방정식을 풀어야 하나, 본 연구에서는 실험식 또는 간이 추정식을 사용하여 계산하였다.

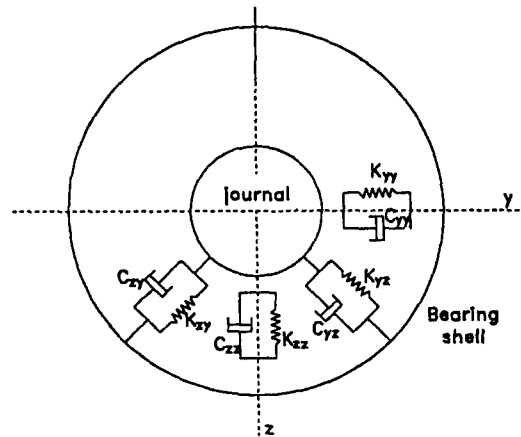


Fig.4 Stiffness and damping coefficients of the fluid film in bearing

유막의 계수들을 사용하여 베어링 지지부에서의 평형관계식을 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} V_{zi}^R &= V_{zi}^L + K_{zz}w_i + K_{zy}u_i + C_{zz}\dot{w}_i + C_{zy}\dot{u}_i - m_i w_i \omega^2 \\ V_{yi}^R &= V_{yi}^L + K_{yy}v_i + K_{yz}w_i + C_{yy}\dot{v}_i + C_{yz}\dot{w}_i - m_i v_i \omega^2 \end{aligned} \quad (13)$$

일반적으로 유연지지조건인 경우에는 강제지지조건인 경우와 달리  $y, z$  방향의 강성계수가 다를 뿐만 아니라 교차강성계수도 존재하므로 앞서 기술한바와 같이 한 평면내에서 해석한 방법으로는 정확한 임계속도를 구할 수 없다. 따라서 유연지지조건에 대한 정확한 임계속도를 구하기 위하여는  $y, z$  방향의 강성연성(stiffness coupling) 효과를 고려해야 하며, 따라서 불평형에 의한 선회운동응답곡선을 구하여 공진점을 조사함으로써 정확한 고유진동수를 추정하는 것이 바람직하다. 이러한 경우에는 추진축의  $y, z$  방향 운동을 동시에 계산해야 하기 때문에 계산은 다소 복잡해지나 추진축의 정선회 및 역선회현상을 규명할 수 있으며, 아울러 강제진동응답, 유막의 강성계수 및 감쇠계수의 영향에 대하여 자세히 알 수 있는 장점이 있다.

본 연구에서는 전달행렬법을 이용하여 강제지지조건 뿐만 아니라 유연지지조건에 대하여도 해석할 수 있는 전산프로그램을 개발하였으며, 아울러 수치계산을 수행하였다. 유연지지조건에 대한 선회운동해석방법은 그 유도과정이 다소 복잡하고 길기때문에 지면관계상 생략하기로 하고 문헌[1],[13]등을 참조하기 바란다.

5. 계산결과 및 고찰

5.1 회전체 시스템

본 연구에서 개발된 해석방법을 검증하기 위하여 Fig.5(참고문헌[1])와 같은 회전체 시스템에 대한 임계속도 및 선회운동응답계산을 수행하였다. 이 시스템은 두개의 지지 베어링과 세개의 원판으로 구성되어

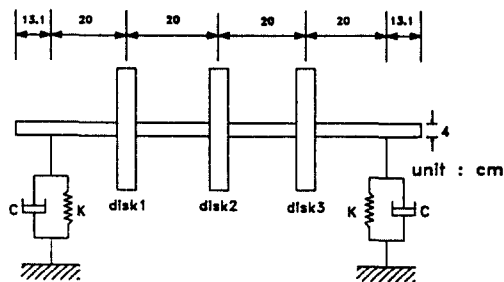


Fig.5 Configuration of the three disk rotor

있으며 중간 지지점을 유연지지조건으로 가정하였다. 본 연구의 방법으로 계산한 결과와 문헌[1]에 발표된 결과는 서로 잘 일치하였다. 또한 선회운동에 대한 주파수 응답곡선을 구하기 위하여 다음과 같은 제인(Table1)에 대하여 계산을 수행하였다.

Table 1 The details of the three-disk rotor system

Young's modulus E	2.068 E11 N/m <sup>2</sup>
Disk mass M	16.93kg
Unbalance at the disk 1	1.2 E-4 kg m
Direct stiffness	K <sub>yy</sub> = K <sub>zz</sub> = 1.0 E7 N/m
Cross stiffness	K <sub>yz</sub> = K <sub>zy</sub> = 5.0 E6 N/m
Direct damping coefficient	C <sub>yy</sub> = C <sub>zz</sub> = 2000 Ns/m
Cross damping coefficient	C <sub>yz</sub> = C <sub>zy</sub> = 0

Fig.6 과 Fig.7은 불평형 질량이 첫번째 원판에 있을 때 각 원판의 주파수 응답곡선을 나타내고 있다.

Fig.6은 불평형 기진력에 대한 원판 1의 선회응답을 나타내며 20Hz, 38Hz, 50Hz에서의 선회궤적을 나타내었다. 회전중 추진축이 불평형력에 의하여 선회운동을 일으키게 되고, 이때 교차유막강성의 영향으로 인하여 타원궤적을 그리게 된다. 또한 1차 임계속도 36.8Hz와 2차 임계속도 40.6Hz사이에서는 축의 회전방향과 반대인 역선회현상도 나타나게 된다. 이러한 현상은 유막강성계수의 비등방성으로 인하여  $y$  방향 및  $z$  방향의 고유진동수가 다르게 되고, 따라서 각방향의 진동 응답크기가 달라지게 됨에 따라 타원운동을 하게 된다.

Fig.7은 감쇠가 없는 경우(C<sub>yy</sub> = C<sub>zz</sub> = C<sub>yz</sub> =

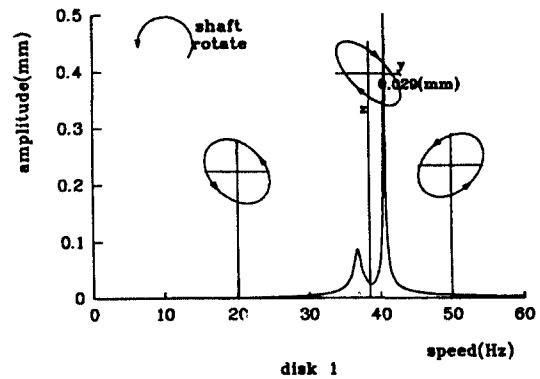


Fig.6 Synchronous whirling orbits of unbalance response of disk 1 with both stiffness and damping

$C_{zy}=0$ 에 대한 원판 1의 응답으로서 역시 교차강성의 영향으로 인하여 타원궤적과 역선회현상이 나타남을 알 수 있다. 따라서 타원궤적과 역선회현상은 감쇠계수와는 무관함을 알 수 있다. 그러나 감쇠가 있는 경우에는 특히 1차 임계속도 부근에서 감쇠의 영향을 크게 받는 것을 알 수 있다.

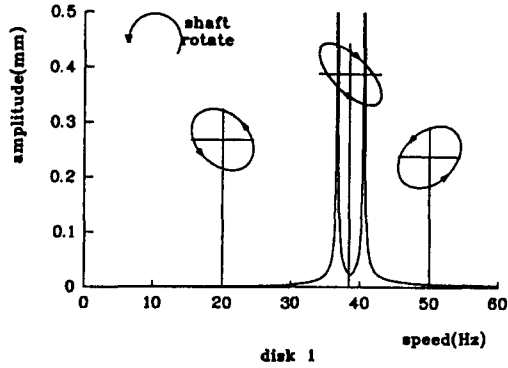


Fig.7 Synchronous whirling orbits of unbalance response of disk 1 without damping

5.2 선박추진축 시스템

일반적인 선박의 추진축 시스템은 Fig.1에서 보는 바와 같이 프로펠러, 추진축, 추진 베어링(thrust bearing)등으로 구성되어 있으며 이 추진축은 선미 튜브 베어링, 저어널 베어링으로 지지되어 있다. 본 논문의 해석결과를 비교, 검토하기 위하여 참고문헌 [16]의 자료를 사용하였다. 시스템을 해석하기 위하여 Fig.8과 같이 모델링하고 각 요소의 제원은 Table 2에 기록하였다. 또한 기존에 사용되는 간이추정식들의 정확도를 검증하기 위하여 위의 자료를 사용하여 Panagopulos식, 수정 Panagopulos식, Jasper식, Jasper-Rayleigh식으로 계산한 결과를 Table 3에 기술하였다.

Panagopulos식에 의한 결과는 예상한대로 낮은값을 나타내고 있고, 수정 Panagopulos식에 의한 결과는 보다 개선된 결과를 주고 있다. Jasper식은 축의 질량효과를 무시한 결과로 상당히 높은값을 나타내고 있으나, Jasper-Rayleigh식은 비교적 좋은 결과를 나타낸다.

따라서 수정 Panagopulos식과 Jasper-Rayleigh식은 간이식으로서 비교적 좋은 결과를 보여주고 있다고 말할 수 있다.

Table 2 The details of the marine propeller shaft system

Young's modulus E	1.9995 E11 N/m	
Unbalance at the propeller	7.956 E-3 m	
Propeller mass(부가질량 포함)	4069.65kg	
Shaft density	7848.6 kg/m <sup>3</sup>	
Transverse mass moments of inertia $I_T$	834.26kg/m <sup>3</sup>	
Shaft diameter	1	0.2223 m
	2	0.2477 m
	3	0.2794 m
	4	0.2794 m
Shaft length	1	2.7432 m
	2	3.3528 m
	3	5.7912 m
	4	0.9144 m

Table 3 The lowest critical speed of the propeller shaft

	critical speed	
The present method	$\omega_1$	11.30 Hz
	$\omega_2$	26.45 Hz
Panagopulos method	$\omega_1$	7.064 Hz
수정 Panagopulos	$\omega_1$	10.3692 Hz
Jasper method	$\omega_1$	20.1043 Hz
Jasper-Rayleigh	$\omega_1$	12.5919 Hz

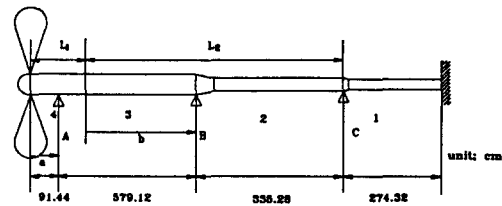


Fig.8 Configuration of the marine propeller shaft system

또한 저어널베어링의 위치가 추진축의 임계속도에 미치는 영향을 조사하기 위하여 아래와 같은 계산을 수행하였다. Fig.9는 Table 2의 제원을 사용하여 선회운동에 대한 주파수 응답곡선을 구하였다. 이 경우에는 베어링의 지지조건을 강체지지라 가정하였으며, 1차 공진점은 11.30Hz에서 나타나고 2차 공진점은 26.45Hz에서 나타남을 알 수 있다. 이 결과는 Table 3에서 보는 바와같이 한 평면내에서의 운동만을 고려한 임계속도 해석방법의 결과와 정확하게 일치한다. Fig.10은 중간지지점(B)의 위치가 변화할때의

1차, 2차 임계속도를 나타내고 있다. 중간지지점(B)의 위치가 선미부에서 멀어질수록 1차 임계속도는 낮아짐을 알수있고, 2차 임계속도는 중앙부에 위치할수록 높아진다. 따라서 중간지지점의 위치변화에 따라 임계속도의 변화가 심한것을 알수있다. 또한 축의 선수쪽 끝의 경계조건을 단순지지로 가정하여 똑같은 계산을 수행하였으나 결과는 거의 비슷하였다. 그 이유는 이 시스템의 질량이 대부분 프로펠러에 집중되었으며, 추진축의 질량은 상대적으로 적고 또한 선수쪽 두개의 지지베어링이 가까워질수록 고정단효과를 내고 있기 때문이다. 그러나 축의 질량이 프로펠러만큼 크고 지름이 동일하다고 가정하여 계산을 수행한결과는 경계조건의 변화에 따른 계산결과도 많이 차이가 남을 알 수 있었다.

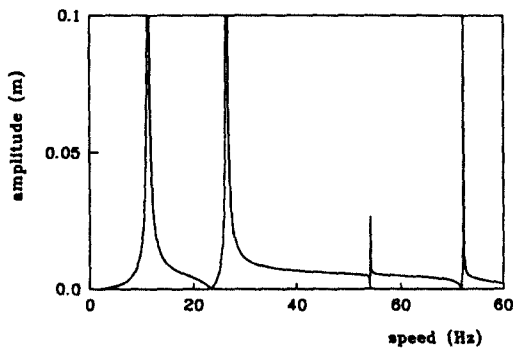


Fig.9 Unbalanced whirling response of a propeller

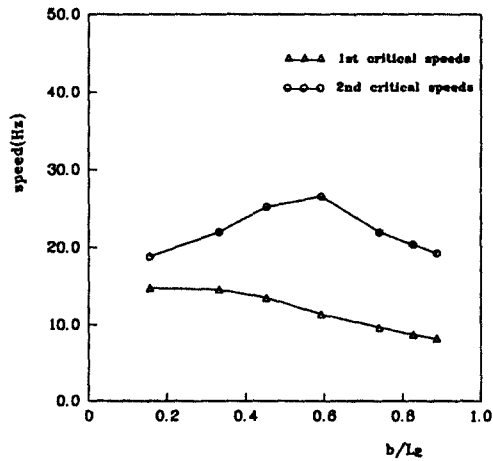


Fig.10 Critical speeds of a propeller shaft for variable position of support (B)

Fig.11은 선미관 내의 지지점(A)의 위치가 선미쪽에서 부터 위치가 변화할때의 임계속도를 나타내었다.

지지점(A)의 위치에 따라서도 임계속도의 변화가 심하며, 프로펠러와 지지점사이의 거리가 멀어질수록 선미부 축강성의 약화로 인하여 1차 임계속도가 낮아짐을 알 수 있다. 이때 2차 임계속도는 지지점(A)의 위치가 선미관 중앙에 위치할때 가장 낮아짐을 볼 수 있다.

Fig.12는 선미튜브베어링을 2개의 지지점으로 모델링하였을때의 주파수응답곡선을 나타내었다. 일반적으로 선박의 추진축의 선미베어링은 길이가 길기 때문에 지지점이 하나라고 가정하기에는 무리가 따른다.

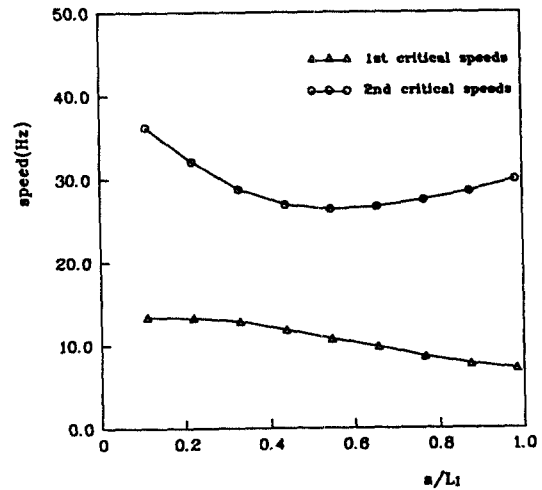


Fig.11 Critical speeds of a propeller shaft for variable position of support (A)

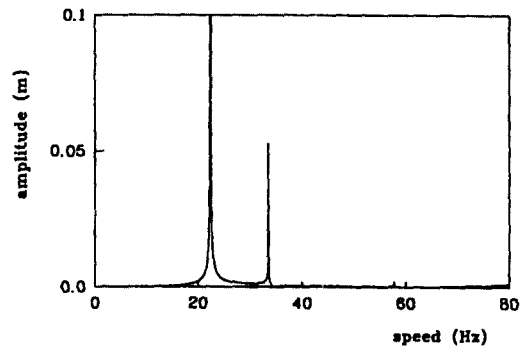


Fig.12 Unbalanced whirling response of a propeller

그래서 2개의 지지점을 1m의 폭으로 배치한 결과 고정단효과를 나타내어 1차, 2차 임계속도가 급격히 증가함을 알 수 있다. 이러한 경향은 2개의 지지점사이를 변화시켜도 비슷한 경향을 나타냄을 알 수 있었다. 따라서 프로펠러 선미튜브베어링을 모델링할때 위치 및 지지조건이 중요함을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 선박 추진축의 정확한 임계속도를 구하기 위하여 추진축의 모델링방법 및 전달행렬법에 의한 임계속도 및 선회운동 해석방법을 개발하였으며, 아울러 기존에 사용되고 있는 간이 추정식의 유용성을 검토하였다. 본 논문에서 제시된 해석방법으로 수치계산을 수행 한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1. 추진축의 임계속도추정을 위한 간이식들 중에서 수정 Panagopulos식과 Jasper-Rayleigh식이 비교적 양호한 결과를 주고있다. 그러나 간이 추정식에 의한 방법은 계산이 쉬운 장점은 있으나, 중간지지베어링이 여러개인 경우에는 모델링하는 방법에 따라 결과에 많은 차이가 난다.
2. 선박 추진축의 지지베어링위치가 임계속도 및 선회응답크기에 미치는 영향이 크므로 위치를 잘 선정하여야 한다.
3. 프로펠러의 질량이 축의 질량보다 상대적으로 큰 경우에는 중간지지베어링이 선미관에 가까울 수록 고정단효과가 커진다.
4. 저어널 베어링을 모델링할때 강체지지로 가정한 경우에는 y, z방향 지지조건이 같기 때문에 한 평면에서의 운동해석으로 부터 임계속도를 구할 수 있으나, 유연지지로 가정한 경우에는 유막강성계수의 연성으로 인하여 y, z 방향 운동이 연성되기 때문에 선회운동응답곡선을 구하여 임계속도를 추정할 필요가 있다. 더우기 선회운동응답 해석은 임계속도 뿐만 아니라 타원궤적, 역선회현상 및 유막강성계수등의 영향을 직접 파악할 수 있는 장점이 있다.
5. 본 연구에서 개발된 전산프로그램을 사용하여 선박 추진축계 뿐만아니라 공작기계등 다지지된 회전체의 횡진동 해석에 유용하게 사용될 수 있다.

## 참 고 문 헌

- [1] Lee, A.C. and Kang, Y. and Liu, S.L., "A Modified Transfer Matrix Method for Linear Rotor-Bearing Systems", *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol.58, pp. 776-783(1991).
- [2] Bansal, P. N. and Kirk, R. G., "Stability and Damped Critical Speeds of Rotor-Bearing Systems", *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol.97, pp. 1325-1332(1975).
- [3] Dym, C. L. and Shames, I. H., *Solid Mechanics, A Vibration Approach*, McGraw-Hill, New York, pp. 187-194(1973)
- [4] Gu, J., "An Improved Transfer Matrix-Direct Integration Method for Rotor Dynamics", *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 108, pp. 183-188(1986).
- [5] Guenther, T. G. and Lovejoy, D. C., "Analysis for Calculating Lateral Vibration Characteristics of Rotating System with Any Number of Flexible Supports: Part 2-Application of the Method of Analysis", *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 23, pp. 591-600(1961)
- [6] Koenig, E. C., "Analysis for Calculating Lateral Vibration Characteristics of Rotating System with Any Number of Flexible Supports: Part 1-The Method of analysis", *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 28, pp. 585-590(1961)
- [7] Eshleman, R. L. and Eubanks, R. A., "On the Critical Speeds of a Continuous Rotor", *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 91, pp. 1180-1188(1969).
- [8] Lund, J. W., "Stability and Damped Critical Speeds of a Flexible Rotor in Fluid-Film Bearings", *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 96, pp. 509-516(1974).
- [9] Lund, J. W., "Modal Response of a Flexible Rotor in Fluid-Film Bearing", *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol.



- 96, pp. 509-516(1974).
- [10] Lund, J.W. and Orcutt, F. K., "Calculations and experiments on the Unbalance Response of a Flexible Rotor", *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 89, No. 4, pp. 785-596(1967).
- [11] Lund, J. W., "Sensitivity of the Critical Speeds of a Rotor to Changes in Design", *ASME Journal of Mechanics Design*, Vol. 102, pp. 115-121(1980).
- [12] Prohl, M. A., "A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors", *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 67, pp. A-142-A-148(1945).
- [13] Rao, J. S., "Rotor Dynamics (1983)
- [14] Panagopoulos, E.: "Design-Stage calculation of Torsional, Axial and Lateral Vibrations of Marine shafting", *Trans. SNAME*, Vol 58(1950)
- [15] 한국선급, 선박 진동. 소음제어지침 (1991)
- [16] Woytowich R., "Calculation of Propeller-Excited Whirling Critical Speeds", *Journal of Ship Research*, Vol. 23 pp. 235-241(1979)
- [17] 안시영, 선박 추진축계의 횡진동, 한국선박기관학회지, 제13권, 제1호, pp13-23(1989)