

선박 추진축의 종 비틀 연성진동에 관한 연구

김 용 철* · 정 태 영** · 전 윤 호***

(1993년 11월 24일 접수)

A Study on the Axial and Torsional Coupled Vibration of Marine propeller shafts

Yong-Chul Kim* · Tae-Young Chung** · Yoon-Ho Chun***

Abstract

The axial and torsional coupled vibration of marine propeller shafts can be mainly caused by actual shape of the crank shaft and hydrodynamic forces and moments due to propellers : the former leads to stiffness matrix coupling and the latter leads to inertia and damping matrix coupling. In the present paper the characteristics of the coupled vibration of marine propeller shafts due to hydrodynamic coupling is investigated in details. First, the modelling procedure of the system and analysis technique are also developed. To verify the present method the numerical calculations were also performed. Finally, the results were compared with existing data in the literature and it was found to be in good agreement.

1. 서 론

최근 선박이 대형화 고속화 함에 따라 추진 마력이 커지게 되고, 또한 에너지 절감 및 추진 효율을 높이기 위하여 대형 프로펠러, 대구경 실린더 및 회전수가 적은 엔진을 채택하게 되었다. 이에 따라 엔진과 프로펠러에 의한 기진력도 커지게 되어 선박 진동문제가 심각하게 대두 되었다.

일반적으로 선박 추진축계 진동문제는 비틀진동, 종진동 및 횡진동으로 분류 할 수 있으며 해석 방법으로는 문제를 간단히 하기 위하여 혼

히 각 모드 별로 독립적으로 운동한다고 가정하여 해석하여 왔다. 이러한 가정은 최근까지 많이 채택되어 왔으며, 특히 횡 진동에 있어서는 대부분의 경우 앞서말한 비틀진동이나 종진동과 연성되지 않은것으로 가정하여 해석 하여도 무방하다. 그러나 비틀진동에 있어서는 크랭크 축과 프로펠러 축이 실제로 종진동과 연성 진동을 하고 있다. 그 원인은 실제 크랭크 축은 기하학적 형상에 의하여 강성행렬이 연성되게 되며, 또한 추진축은 프로펠러가 유체속에서 움직이기 때문에 프로펠러의 유체역학적 부가질량 및 감쇠력에 의하여 연성되게 된다. 일반적으로 이러한 연성

* 정희원, 영남대학교 기계공학과

** 정희원, 한국기계연구원 구조연구부

*** 영남대학교 대학원

효과는 연성되지 않을경우의 각 모드드의 고유진동수가 서로 가까워 질수록 커지는 것으로 알려져 있으며, 설계의 관점에서 볼때 각 모드드의 고유진동수를 될수있는 대로 멀리 떨어지게 하도록 제시하고 있다.¹⁾ 그러나 공진시 연성의 효과가 강제진동 응답의 크기를 줄일수 있는 경우도 있기 때문에 연성진동 특성을 정확히 파악하여 설계자료로 이용하는것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 주로 프로펠러 유체력에 의한 추진축의 종비틀림 연성진동문제에 대하여 모델링 방법 및 해석을 정확히 수행할 수 있는 방법을 개발하

고, 아울러 수치계산을 수행하여 유체역학적 연성효과가 진동특성에 미치는 영향을 파악하기로 한다.

2. 해석 방법

Fig. 1과 같은 프로펠러 축계 시스템의 종비틀림 연성진동을 해석하기 위하여 우선 종진동과 비틀림 진동에 대하여 독립적으로 모델링 한후, 프로펠러에 의한 연성효과를 포함시켜 전체시스템에 대한 운동방정식을 유도한다.

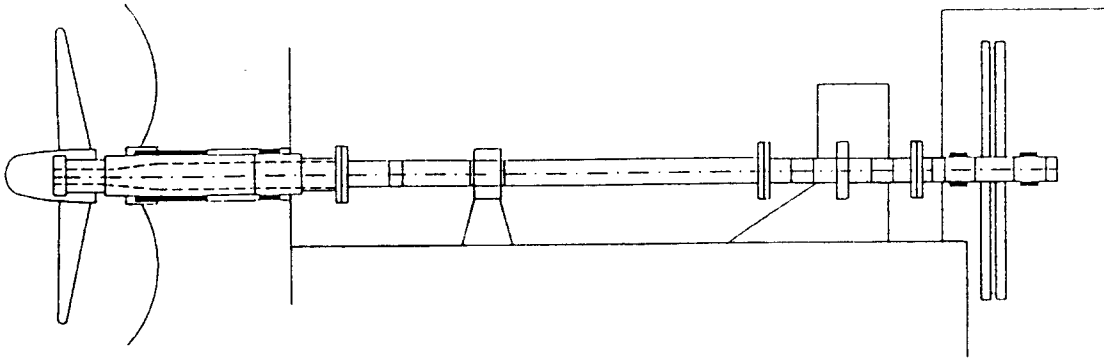


Fig. 1 A Typical Propeller Shaft System

2-1. 종진동 모델링

실제 프로펠러 축을 Fig. 2와 같이 N 자유도계 시스템으로 모델링 하면, m_1 은 프로펠러의 질량

과 프로펠러의 부가질량을 더한 값이고, B_{11} 은 프로펠러에 의한 유체역학적 종방향 감쇠계수, C_j 는 구조적 감쇠계수, K_j 는 종방향 강성계수, K_{N-1} 은

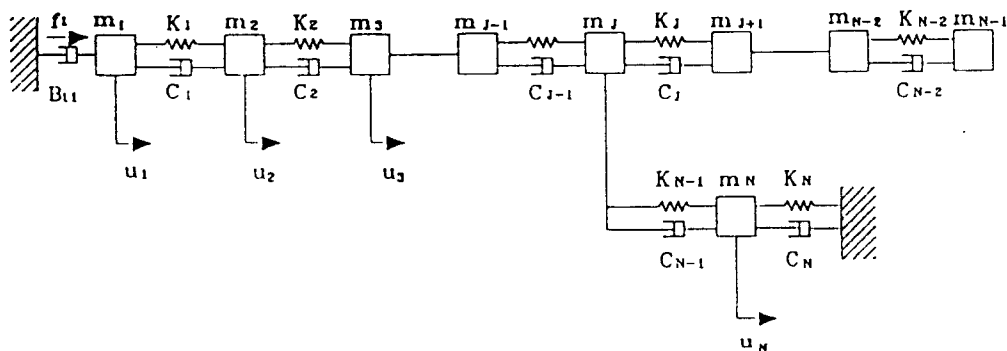


Fig. 2 Longitudinal vibration Model of a Propeller Shaft

추력 베어링(thrust bearing)의 스프링 상수, K_N 은 기초(foundation)의 스프링 상수를 나타낸다. 이 때 종방향 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + k_{su} = F_A \dots\dots\dots (1)$$

여기서

$$m = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & & & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & & & & & & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & m_N \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} (B_{11}+C_1) & -C_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ -C_1 & (C_1+C_2) & -C_2 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & -C_2 & (C_2+C_3) & -C_3 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & -C_3 & (C_3+C_4) & -C_4 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ 0 & & & & & -C_{j-1} & (C_{j-1}+C_j+C_{n-1}) & -C_j & 0 & \cdot & \cdot & & -C_n \\ 0 & & & & & -C_j & (C_j+C_{j-1}) & -C_{j-1} & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ 0 & & & & & & & & & & -C_{n-3} & (C_{n-3}+C_{n-2}) & -C_{n-2} & 0 \\ 0 & & & & & & & & & & 0 & -C_{n-2} & C_{n-2} & 0 \\ 0 & & & & & & & & & & 0 & 0 & 0 & (C_{n-1}+C_n) \end{bmatrix}$$

$$K_A = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ -K_1 & (K_1+K_2) & -K_2 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & -K_2 & (K_2+K_3) & -K_3 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & -K_3 & (K_3+K_4) & -K_4 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & & & & \cdot \\ 0 & & & & & & & & & & -K_{n-3} & (K_{n-3}+K_{n-2}) & -K_{n-2} & 0 \\ 0 & & & & & & & & & & 0 & -K_{n-2} & K_{n-2} & 0 \\ 0 & & & & & & & & & & 0 & 0 & 0 & (K_{n-1}+K_n) \end{bmatrix}$$

위의 행렬에서 보는바와 같이 K_A 행렬도 C 행렬과 똑같은 형태로 배열되어 있다.

단지 C 행렬의 (1, 1)요소에서 유체역학적 감쇠 계수 B_{11} 을 제외 시키고, C 의 모든 감쇠계수대신 강성계수의 값으로 대치시키면 된다. 기진력 벡터도 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_A = \begin{bmatrix} f_1(t) \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

여기서 $f_1(t)$ 는 프로펠러의 동 추진력을 나타낸다.

2.2 프로펠러의 부가 질량 및 감쇠력

프로펠러가 유체속에서 회전 운동을 하기 때문에 유체역학적 부가 관성력, 감쇠력 및 추진력 등이 발생하게 된다. 이 힘들은 축의 종진동 및 비틀 진동에 영향을 미치며 또한 종진동과 비틀 진동을 연성되게 한다. 프로펠러의 유체역학적 계수들을 추정하기 위해서는 Schwaneke 식, 또는 Parson¹⁾이 발표한 다항식들을 이용하여 비교적 간단하게 추정할 수 있다. Parson이 발표한 식은 양력선 이론(lifting line theory)의 결과에다 양력면 교정(lifting surface correction) 계수를 곱한 식으로 나타내고 있으며 그 결과도 비교적 정확하다고 볼 수 있다. 그러나 좀더 정확한 유체 역학적 계수 값들을 추정하기 위해서는 비정상 양력면 이론(unsteady lifting surface theory)을 사용하여 계산 하여야 하나, 이 방법은 많은 계산 시간을 요구하므로 본 연구의 목적과 다소 거리가 있다. 따라서 본 연구에서는 이러한 계수들을

간단히 추정할 수 있는 Parson식을 이용하여 계산을 수행하였다.

2.3 구조적 감쇠력

일반적으로 구조적 감쇠력은 구조적인 요인으로 발생하는 모든 감쇠력들을 포함시킨 것으로서 축계의 내부감쇠 및 hysteretic 감쇠 등을 포함한다. 특히 선박 축계 시스템과 같이 구조적 형상이 복잡한 경우에는 구조적 감쇠계수를 정확히 추정하기란 이론적으로나 실험적으로 대단히 어렵다. 따라서 본 연구에서는 편의상 구조 감쇠행렬 C 가 강성행렬 k_A 에 비례한다고 가정하고, 또한 축계의 운동에너지 및 위치 에너지가 한 주기동안 일정한 비율 β 로 소멸된다고 가정하면 C 행렬은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C = (\beta/2\pi\omega) K_A$$

$$\omega = 2\pi(NZ) \frac{rpm}{60}$$

NZ : 프로펠러의 날개수

rpm : 추진축의 회전수

여기서 ω 는 기진 주파수로서 날개 차수 주파수를 의미한다. 따라서 구조적 감쇠계수는 기진 주파수의 함수이다. 이러한 방법은 비틀진동에도 그대로 적용할 수 있으며 구조적 비틀 감쇠행렬 D 도 위와 같은 방법으로 나타낼 수 있다.

2.4 비틀 진동 모델링

1) 직접 구동 시스템

Fig.3에서 보는 바와 같이 추진축 시스템이 감속기어가 없이 엔진에 직접 연결된 시스템인 경

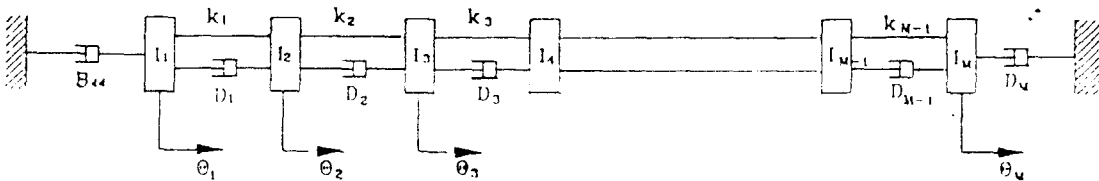


Fig. 3 Torsional Vibration Model of the Propeller Shaft for a Direct Drive System

우에는 종진동과 같은 방법으로 쉽게 모델링 할 수 있다. 따라서 비틀 진동 운동 방정식은 다음과 같다.

$$I\ddot{\theta} + D\dot{\theta} + K_T\theta = F_T \dots\dots\dots (2)$$

여기서

$$I = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & I_2 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & 0 & I_3 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot & & & & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & I_M \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} (B_M + D_1) & -D_1 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ -D_1 & (D_1 + D_2) & -D_2 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & -D_2 & (D_2 + D_3) & -D_3 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot & & & & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & -D_{M-1} & (D_{M-1} + D_M) \end{bmatrix}$$

$$K_T = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ -K_1 & (K_1 + K_2) & -K_2 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & -K_2 & (K_2 + K_3) & -K_3 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot & & & & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & -K_{M-1} & K_{M-1} \end{bmatrix}$$

여기서 I_1 은 프로펠러의 극 관성 모우먼트와 프로펠러에 의한 유체역학적 부가 관성모우먼트 m_{44} 를 더한 값이다. D_{11} 요소중 B_{44} 는 프로펠러의 유체역학적 비틀감쇠 계수, D_M 은 비틀 감쇠기의 감쇠계수 이다.

2) 분기가 있는 시스템

Fig. 4에서 보는바와 같이 감속기어가 설치되어

있고 분기가 있는 경우에는 직접 구동시스템 보다 모델링은 복잡하나 기어 비율을 사용하여 등가 시스템으로 치환할 수 있다. 또한 감속기어로부터 프로펠러까지 축의 단면형상이 변하는 경우에도 등가 비틀림 상수를 구하면 시스템의 자유도 수를 줄일수 있다. 일반적으로 분기가 있는 시스템의 비틀 진동 방정식은 다음과 같이 나타낼수 있다.

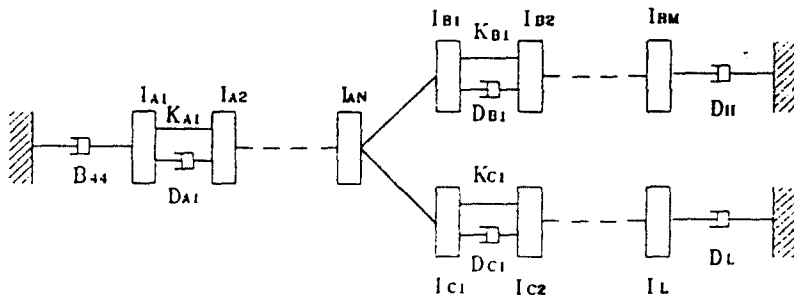


Fig. 4 Equivalent Torsional Vibration Model of the Propeller Shaft for a Branched System

$$I\ddot{\theta} + D\dot{\theta} + K_T\theta = F_T \dots\dots\dots (3)$$

여기서

$$I = \begin{bmatrix} [I_A] & [O] & [O] \\ [O] & [I_B] & [O] \\ [O] & [O] & [I_C] \end{bmatrix}$$

$I_A(N \times N)$, $I_B(M \times M)$, $I_C(L \times L)$ 는 각각 대각 행렬이며, I_B 와 I_C 의 요소의 값은 원래 시스템에서의 극 관성 모우멘트 값에다 각 분기에서의 기어비의 제곱을 곱해서 증가화 시킨 값이다. 마찬가지로 등가 시스템에서는 강성행렬 K_T 에서도 원래의 강성계수에다 기어비의 제곱을 곱한값을 사용한다.

감쇠 행렬 D 는 다음과 같다,

$$D = \begin{bmatrix} [D_A] & [D_{AB}] & [D_{AC}] \\ [D_{AB}]^T & [D_B] & [O] \\ [D_{AC}]^T & [O] & [D_C] \end{bmatrix}$$

$D_A(N \times N)$, $D_B(M \times M)$, $D_C(L \times L)$ 는 각기 삼각 대각 행렬을 이루고, 그 형태는 직접구동 시스템에서의 감쇠행렬과 같은 형태이다. Fig. 4에서 B_{44} 는 직접 구동 시스템에서와 마찬가지로 프로펠러의 유체 역학적 비틀 감쇠 계수, D_H 와 D_L 은 고압 및 저압 터빈의 비틀 감쇠 계수, $D_{A1}, D_{A2}, \dots, D_{C1}$ 등은 추진축의 구조적 감쇠계수를 나타낸다. 또한 D_{AB} 의 $(N, 1)$ 요소는 $-D_{B1}$, D_{AC} 의 $(N, 1)$ 요소는 $-D_{C1}$ 이고 나머지 요소는 모두 영이다. K_T 행렬도 D 행렬과 같은 형태이며, 단 요소 D_{11} 중 B_{44} , D_B 행렬의 (M, M) 요소중 D_H , D_C 행렬의 (L, L) 요소중 D_L 값을 제외 시키고 각 요소의 감쇠계수 대신 강성계수로 대치하여 사용하면 된다. 또한 기진 토크 벡터는 다음과 같다.

$$F_T = \begin{bmatrix} f_T(t) \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

여기서 $f_T(t)$ 는 프로펠러의 동 유체 토크를 나타낸다.

2.5 증 비틀 연성 진동 모델링

종 진동과 비틀 진동의 연성은 프로펠러가 유체속을 회전하기 때문에 발생하는 동 유체력과 모우멘트 때문에 연성된다. 따라서 연성된 전체 시스템의 운동 방정식은 식(1)과 (3)을 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \dots\dots\dots (4)$$

여기서

$$M = \begin{bmatrix} [m] & [mc] \\ [mc]^T & [J] \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} [C] & [Cc] \\ [Cc]^T & [D] \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} [K_A] & [O] \\ [O] & [K_T] \end{bmatrix} \quad X = \begin{bmatrix} [U] \\ [\theta] \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} [F_A] \\ [F_T] \end{bmatrix}$$

m_c 행렬중 $(1, 1)$ 요소의 값은 프로펠러에 의한 유체역학적 관성 계수인 m_{41} 이고 나머지는 모두 영이다. 또한 C_c 행렬중 $(1, 1)$ 요소의 값은 프로펠러에 의한 유체역학적 관성 계수인 B_{41} 이고 나머지는 모두 영이다.

2.6 해석방법

프로펠러 추진축계의 고유 진동수와 고유 진동형은 식 (4)로부터 감쇠행렬 C 와 기진력 벡터 F 를 제외함으로써 고유치 문제를 구성할 수 있다. 더우기 연성되지 않은 경우에 대한 고유 진동수는 연성행렬 mc 를 0로 놓으면 쉽게 구할수 있다. 고유 진동수를 구하기 위해서 X 가 단순 조화운동을 한다고 가정하면, 즉 $X = X^* e^{i\omega t}$, 종진동, 비틀진동 및 연성진동에 대한 문제는 다음과 같다.

종 진동 : $\omega^2 m u^* = k_A u^* \dots\dots\dots (5)$

비 진동 : $\omega^2 I \theta^* = k_T \theta^* \dots\dots\dots (6)$

연선 진동 : $\omega^2 M X^* = K X^* \dots\dots\dots (7)$

식 (5), (6), (7)은 고유치 문제를 구성하고, 수치적인 방법을 이용하여 각 경우에 대한 고유 진

동수와 고유 진동형을 쉽게 구할 수 있다. 또한 강제 진동 응답에 대한 정상상태 응답크기는 주파수 영역 해석을 통하여 구할 수 있다. 기진력이 단순 조화적이라 가정하면 진동응답도 단순 조화운동이라 가정할 수 있다.

$$\text{즉 } F = F^* e^{i\omega t}, X = X^* e^{i\omega t} \dots\dots\dots (8)$$

식 (8)을 식 (4)에 대입하면 다음과 같은 복소행렬식을 얻는다.

$$\text{종 진동 : } [-\omega^2 m + i\omega c + k_A] u^* = F^*_A \dots\dots\dots (9)$$

$$\text{비 진동 : } [-\omega^2 I + i\omega D + k_T] \theta^* = F^*_T \dots\dots\dots (10)$$

$$\text{연성 진동 : } [-\omega^2 M + i\omega C + K] X^* = F^* \dots\dots\dots (11)$$

식 (9), (10), (11)은 복소 선형 연립방정식을 구성하며 이 식으로부터 수치 계산방법을 이용하여 진동 응답크기 u^* , θ^* , X^* 를 구할수 있다. 이때 이 값들은 복소수 값으로 크기 뿐만 아니라 기진력과 위상차도 구할 수 있다.

3. 계산 결과 및 고찰

본 연구에서는 선박 추진축계의 연성 진동해석을 위한 모델링 방법 및 해석방법을 개발하였으며, 이 방법으 참고문헌 1)에서 제시한 방법보다 일반적인 축계 시스템에 대하여 적용할 수 있는 장점이 있다. 아울러 연성 진동 해석을 위한 전용 전산 프로그램 TORAX.FOR를 개발 하였으며, 이 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 문헌¹⁾에서 사용되었던 자료를 이용하여 결과를 서로 비교, 검토 하였다.

종 진동, 비틀 진동 및 연성 진동해석을 위하여 사용된 선박 추진축계 자료는 Tabel(1-5)에 나타나 있다. 문헌¹⁾에서 사용된 단위는 English Unit이나 본 계산에서는 모두 SI Unit로 환산하여 계산을 수행하였다. 계산 결과는 Table 6, 7, 8과 Fig. 5-10까지 Log 척도로 나타나 있으며, 문헌¹⁾의 결과와 잘 일치하고 있다. 종 방향 진동은 Table 6에서 보는 바와 같이 독립적으로 구하 고유 진동수가 97.8rpm, 361.9rpm 순으로 나타나고 있고, 비틀진동은 0, 19.3rpm, 24.8m, 91.4rpm순으로 나타나고 있다. 비틀진동의 첫번째 고유 진동수는 강제 운동을 의미하며, 종진동의 첫번째 고유 진동수는 엔진의 운전 범위 안에 있으므로 지지부의 강성을 높여 운전 범위 밖에 위치하도록 설계하여야 한다.

Table 1. Data for Longitudinal Vibration

variable	value	definition
N	10	number of elements
JCT	7	junction no. of thrust bearing
B11	365429.4677[N s/m]	hydrodynamic damping coefficient
F _x	119651.2 [N]	Amplitude of dynamic thrust
ω	2 π rpm nz/60	blade order frequency
nz	6	number of propeller blade
beta	0.05	structural axial damping coefficient

Table 2. Added mass, Stiffness and Exciting Force

Element No.	MA(i) [Ns ² /m]	KA(i)[N/m]	F _A [N]
1	62447.118	30801524409.448	119651.2
2	18932.019	15401112440.945	0
3	18932.019	8945190677.165	0
4	16881.386	6430512125.984	0
5	16881.386	6430512125.984	0
6	16881.386	10973426141.732	0
7	5682.954	42728818897.638	0
8	4397.216	99699993700.787	0
9	33093.820	1950290394.000	0
10	23611.175	1751181102.362	0

Table 3. Data for Torsional Vibration

variable	value	definition
B44	0.0204249ρnD ⁵	hydrodynamic damping coefficient
F _T	127666.496[Nm]	Amplitude of dynamic torque
zeta	0.05	structural Torsional damping coefficient

Table 4. Torsional Added Moment of Inertia, Stiffness and Torque

Element No.	J(i) [Nm S ²]	KT(i)[N m]	FT[N m]
1	115880.619	24855424.00	127666.496
2	62610.664	0	0
3	170920.696	88754199.94	0
4	112782.017	6566125145.60	0
5	180687.748	88754199.94	0
6	1207758.155	1176113472.00	0

Table 5. Data for Coupled Torsional & Longitudinal Vibration

variable	value	definition
m41	-22851.6 [N s ²]	Coupled hydrodynamic added inertia
B41	-444022.4896 [N s]	Coupled hydrodynamic damping coefficient

Table 6. Result for Longitudinal Vibration

order	natural frequency (rpm)	Circular natural (frequency(red/sec))	Fundamental Mode shape(ω_1)
1	97.7761	61.4344	1.0000000
2	361.9815	227.4396	0.9923482
3	658.5715	413.7926	0.9724409
4	892.7480	560.9300	0.9303985
5	1352.9942	850.1111	0.8626967
6	1749.2778	1099.1034	0.7864474
7	1981.3688	1244.9304	0.7371985
8	2815.0013	1768.7171	0.7396506
9	4457.5401	2800.7545	0.7405784
10	9678.5452	6081.2080	0.3980090

Table 7. Result for Torsional Vibration

order	natural frequency (rpm)	Circular natural (frequency(red/sec))	Fundamental Mode shape(ω_2)
1	0	0	1.0000000
2	19.3013	12.1274	0.3146026
3	24.7978	15.5809	0.5943995
4	91.3765	57.4135	0.5959053
5	142.7395	89.6859	-0.1897877
6	495.2919	311.2010	-0.2235616

Table 8. Result for Copled Longitudinal & Torsional Vibration

order	natural frequency (rpm)	Circular natural (frequency(red/sec))	Fundamental Mode shape(ω_2)
1	0	0	-0.01001383
2	19.2967	12.1245	-0.009828953
3	24.7848	15.5728	-0.009456198
4	91.3176	57.3765	-0.008809605
5	99.2792	62.3790	-0.007904549
6	142.7396	89.6859	-0.006994458
7	365.0192	229.3482	-0.006458528
8	495.2918	311.2010	-0.006459903
9	658.9929	414.0573	-0.006460423
10	897.1864	563.7187	-0.00348246
11	1357.5365	852.9651	1.000
12	1751.6825	1100.6143	-0.1353308
13	1984.4664	1246.8767	-0.5961265
14	2824.4357	1774.6449	-0.5961265
15	4457.5401	2800.7545	0.03486807
16	9678.5452	6081.2080	0.04569305

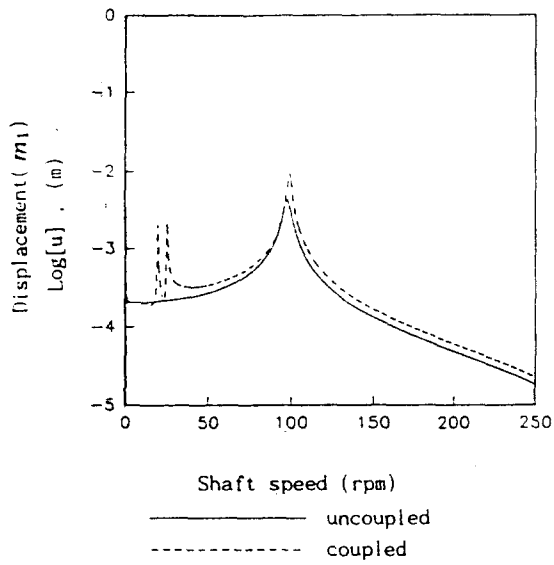
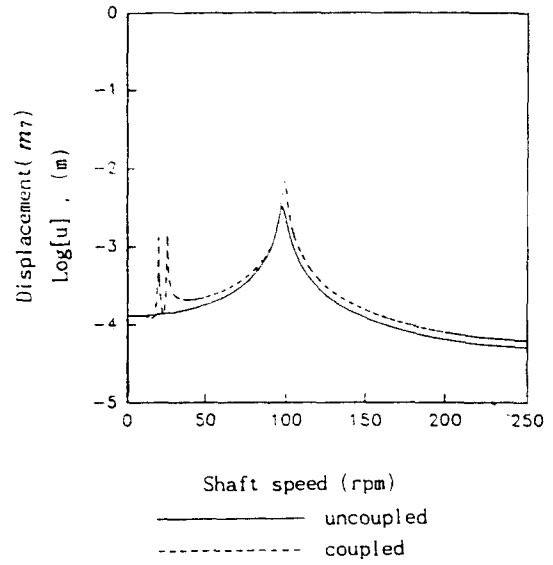
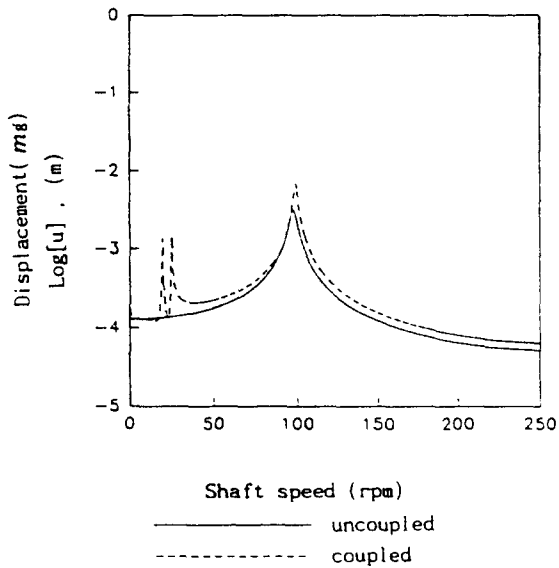
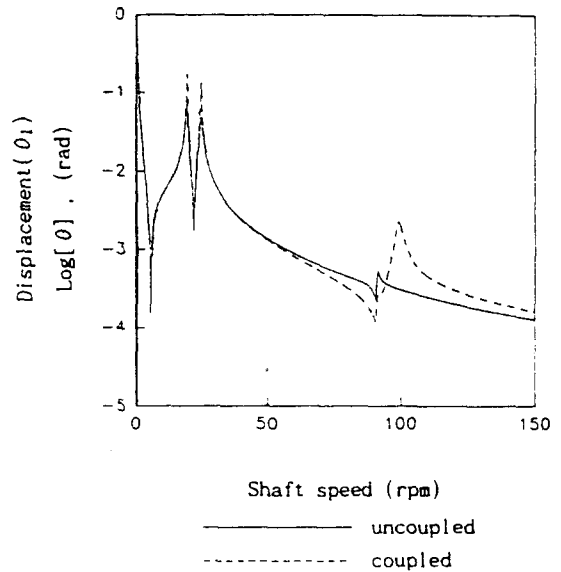
Fig. 5 Longitudinal vibration of m_1 Fig. 6 Longitudinal vibration of m_7 Fig. 7 Longitudinal vibration of m_8 

Fig. 8 Torsional Vibration of the Propeller

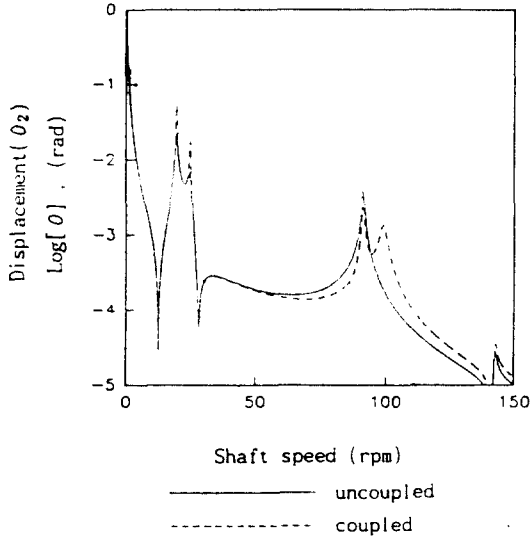


Fig. 9 Torsional Vibration(θ_2)

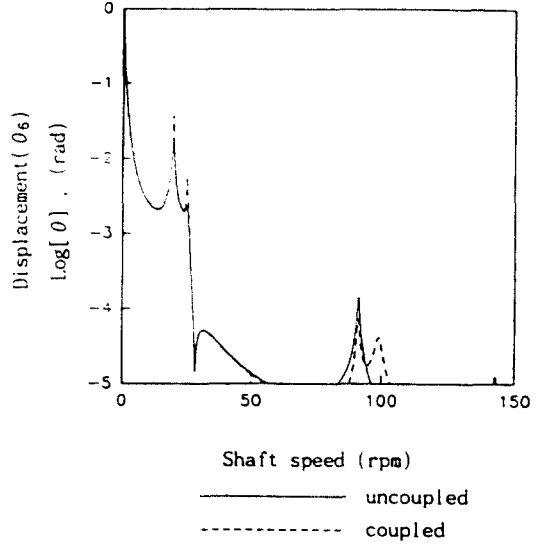


Fig. 10 Torsional Vibration(θ_6)

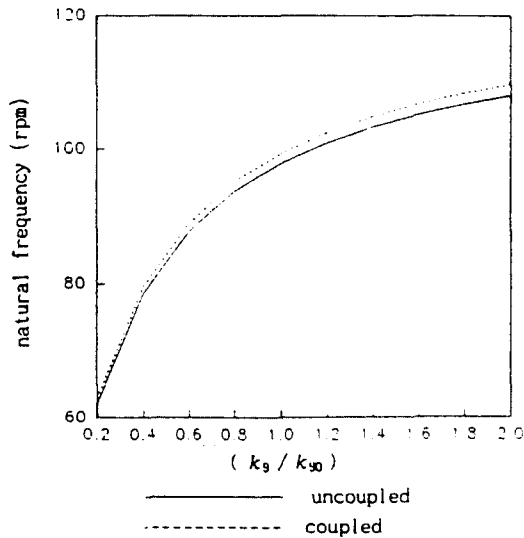


Fig. 11 The fundamental longitudinal frequency for the various foundation stiffness

Table 8에서 보는바와 같이 연성 진동 해석의 결과를 살펴보면 프로펠러에 의한 유체역학적 연성이 고유 진동수의 변화에는 영향이 매우 적음을 알 수 있다. 그러나 Fig. 5와 Fig. 7에서 보는 바와 같이 프로펠러(m_1)에서 종진동에 대한 강제진동 응답을 살펴보면 19rpm, 24rpm에서 연성 효과를 고려하지 않을때보다 5.2배 정도 응답이 증가하는 것을 볼 수 있다. 그러나 이 범위는 선박의 상용 운전범위가 아니므로 크게 문제가 되지 않는다고 생각되나, 선박의 상용 운전 범위에 놓여있는 99rpm에서는 (종진동의 ω_1 에 해당) 종진동의 진동응답 크기가 1.97배 증가함을 볼 수 있다. 따라서 프로펠러에 의한 유체역학적 연성이 공진시 종방향 진동 응답에 큰 영향을 미치고 있음을 알수있다. 이러한 현상은 추력 베어링(m_7)의 강제진동 응답에서도 똑같은 경향이 나타나고 있다. 비틀 진동도 Fig. 8과 Fig. 10에서 보는 바와 같이 첫번째와 두번째 고유 진동수에서는 연성 효과로 인하여 진동 응답이 약 30% 증가함을 보이고 있으나 세번째 고유 진동수인 91rpm에서는

오히려 2.1배 감소함을 보이고 있다. 그러나 99 rpm에서는 연성 효과로 인하여 비틀림 진동 응답도 대단히 커짐을 알 수 있다. 이러한 현상은 감속 기어의 비틀림 진동 응답(θ_2)에서도 볼 수 있다. Fig. 11에서는 추력베어링이 있는 지지부의 종방향 강성계수가 변할때 고유진동수의 변화를 나타낸 그림이다. 이 그림에서 k_{90} 는 Table 2에 나와 있는 기준 강성계수 값이고 k_0 는 변화시킨 강성계수 값이다. 이 그림으로 부터 알 수 있는 바와 같이 연성된 효과는 고유진동수에 큰 영향을 주지 못하나 지지부의 강성계수 값의 크기에 따라 고유진동수의 변화가 큼을 알 수 있다. 따라서 지지부에 충분한 강성을 주어 종방향 최저차 고유진동수가 운전범위 밖에 위치하도록 설계하여야 한다.

4. 결 론

본 연구에서는 추진기의 유체역학적 연성효과를 파악하기 위하여 일반적인 추진축 시스템의 경우에 대한 모델링 기법 개발 및 종비틀림 연성진동해석을 수행 하였으며, 아울러 전용 전산 프로그램을 개발하였다. 개발된 전산 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 기존 문헌에 있는 자료를 사용하여 수치계산을 수행 하였으며 그 결과는 잘 일치 하였다. 수치 계산을 수행한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 일반적으로 추진기에 의한 유체역학적 연성은 종진동이나 비틀림 진동을 독립적으로 해석하여 구한 고유진동수에는 별로 큰 영향을 주지 못한다. 그러나 추력 베어링의 지지부 강성은 종방향 고유진동수에 큰 영향을 주고 있다.
2. 유체역학적 연성의 효과는 공진 주파수 범위 밖에서는 강제진동 응답에 큰 영향을 미치지 못하나 공진 부근에서는 큰 영향을 미치게 되며, 특히 종방향 진동의 최저차 고유진동수가 운전 범위내에 놓여 있을때 문제가 심각해진다. 일반적으로 공진시 연성진동응답의 크기가 독립적인 경우보다 크게 증가하나, 비틀림진동인 경우 감소되는 경우도 있

다. 따라서 추진축계의 진동해석시 연성효과를 고려하여 해석하는 것이 중요하다.

3. 추진기에 의한 유체역학적 연성효과는 독립적으로 구한 종진동의 고유진동수와 비틀림진동의 고유진동수가 일치할 때 그 영향은 더욱 커진다. 이러한 경우는 특히 추력 베어링 지지부의 강성이 약할때, 종방향 고유진동수의 저하로 인하여 일어날 수 있다. 따라서 추력 베어링의 지지부에 충분한 강성을 주어 종진동의 최저차 고유진동수가 추진축의 운전 범위 밖에 위치하도록 설계하여야 한다.
4. 개발된 전용 전산 프로그램은 추진축 시스템의 종진동 및 비틀림진동 해석에 독립적으로 사용될 수 있을 뿐만 아니라 종비틀림 연성진동 해석에도 곧바로 사용될 수 있으므로 설계시 유용한 자료를 제공할 수 있다.

5. 후 기

본 논문은 한국기계 연구원에서 과학기술처의 CSDP 연구사업의 일환으로 수행한 “축계 진동해석 고도화 연구” 연구과제 결과의 일부임을 밝힌다.

참 고 문 헌

- 1) Parsons, M. G. “Mode Coupling in Torsional and Longitudinal Shafting Vibrations”, Univ. of Michigan, Oct., 1981.
- 2) Vassilopoulos, L. “Methods for Computing Stiffness and Damping Properties of Main Propulsion Thrust Bearings”, New England Section, SNAME, Feb., 1981.
- 3) 김극천 외 “선박 진동·소음 제어 지침”, 한국선급, 1991.
- 4) Rao, J. S. “Rotor Dynamics”, A Halsted Press Book, 1983.
- 5) Kelly, S. G. “Fundamentals of Mechanical Vibrations”, Mc Graw Hill, 1993.
- 6) 일본 해사 협회 “선박 진동 설계 지침”, 1981.

- 7) Meirovitch, L. "Analytical Method in Vibration", The Macmillan Co., 1967.
- 8) Maron, M. J., "Numerical Analysis", The Macmillan Co., 1982.