

PTO시스템과 비선형 탄성커플링을 갖는 어선용 기관축계의 비틀림 진동해석

최명수[†] · 김원래* · 문덕홍**

큐슈대학 · *선박검사기술협회 · **부경대학교

Torsional Vibration Analysis for Engine Shafting of Fishing Vessel with PTO System and Nonlinear Elastic Coupling

Myung-Soo CHOI[†], Won-Rae KIM* and Deok-Hong MOON**

Kyushu University · *Korean Society of Ship Inspection & Technology · **Pukyong National University)

Abstract

After studying the composition about the torsional shafting of main engine for fishing vessel with Power Take Off (PTO) System, the authors made a computer program using the transfer stiffness coefficient method (TSCM) for analyzing torsional vibration about the shafting with PTO system and nonlinear elastic coupling. The torsional shafting of main engine was separated by 3 types according to the connecting condition of main engine with propeller or the PTO system or both of them. In this paper, the change of natural frequencies and natural modes according to connecting condition of torsional shafting and nonlinear elastic coupling were analyzed. The accuracy of the TSCM was confirmed by comparing with the computational results of the Finite Element Method.

Key words : PTO system(PTO시스템), nonlinear elastic coupling(비선형 탄성커플링), torsional vibration analysis(비틀림 진동해석), transfer stiffness coefficient method(전달강성계수법), engine shafting(기관축계)

서론

선박 추진축계의 진동은 크랭크축, 추력축 등의 이상마멸을 초래할 뿐 아니라 과도하면 선체진동을 유발시키기도 한다. 이러한 추진축계의 진동 중에서 가장 빈번히 문제가 되는 것이 비틀림진동이므로 축계의 초기설계 단계부터 이에 대한 신중한 검토가 필요하다.

어선에서 사용되는 갑판기계는 보통 유압으로 구동이 되며, 부하 토크가 큰 갑판기계는 고용량의 유압펌프와 유압모터를 필요로 하므로 주기관의 동력

으로 유압펌프를 구동하는 PTO(Power Take Off) 시스템을 주로 채택하고 있다. 그리고 선박축계에서는 전달토크의 큰 변동으로부터 주기관과 동력전달 장치를 보호하고 진동과 소음을 완화하기 위하여 주기관과 감속장치 사이에 고무블록(rubber block) 또는 탄성커플링을 설치하고 있다¹⁾. 그러나 중고속 디젤기관의 추진축계는 비틀림진동으로 인한 진동 토크 및 열부하로 인하여 탄성커플링이 파손되지 않도록 주의 깊게 설계하지 않으면 안된다²⁾.

PTO시스템을 채용한 기관축계에는 비선형 탄성 커플링이 장착되는 경우가 많은데 비선형 탄성커플

[†] Corresponding author : vibsound@hanmail.net

링은 전달토크, 회전수, 온도 등에 따라 동특성이 바뀌므로 기관축계의 고유진동수 및 고유모드가 축계의 사용 환경에 따라 복잡하게 변한다. 한편, 어선에서 양망 및 탈망 등의 어로작업에 따라 기관축계의 연결이 크게 3가지로 달라지므로 이 경우 역시 기관축계의 고유진동수 및 고유모드가 제각각 바뀌게 된다.

그러므로 PTO시스템을 이용하여 보조기계를 구동하는 선박의 기관축계는 경제적인 면에서 효과적이지만, 동력전달장치가 복잡해지므로 전체 시스템에 대한 구조해석이 난이해지는 어려움이 있다. 따라서 복잡한 동력전달장치를 갖는 기관축계에서 비틀림진동으로 인해 발생하는 문제를 해결하기 위한 방안과 축계 관련 설계자들이 사용하기 편리한 계산기법의 개발이 필요하다고 사료된다.

저자들은 설계자들이 퍼스널 컴퓨터에서 쉽게 이용할 수 있는 구조해석 기법의 개발에 관한 연구를 수행하고 있으며, 그 결과 전달강성계수법 (transfer stiffness coefficient method)을 개발하여 골조구조물과 평판구조물 등에 적용하여 그 유용성을 확인한 바 있다^{3),4)}. 그리고 저자들은 다양한 형태의 선박의 기관축계를 설계할 수 있는 소프트웨어를 개발하는 것을 목적으로 연구를 수행하고 있다^{5),6)}.

이 논문에서는 PTO시스템을 갖는 어선용 기관축계를 해석 대상으로 하여 기관축계의 구성을 살펴보고, PTO시스템을 갖는 어선용 기관축계에 많이 설치되는 대표적인 2가지 비선형 탄성커플링에 대한 동특성을 파악한다. 그리고 비선형 탄성커플링과 다양한 어로작업 조건에 따라 축계의 구조가 복잡하게 바뀌는 어선 기관축계를 대상으로 진동해석을 수행한 후, 축계의 연결 상태에 따른 고유진동수 및 고유모드의 계산 결과를 비교·고찰한다. 끝으로 다양한 계산 모델에 대하여 전달강성계수법으로 진동해석을 수행한 결과와 유한요소법 (finite element method)⁷⁾의 계산 결과를 비교하므로써 전달강성계수법의 신뢰성을 확인한다.

PTO시스템과 비선형 탄성커플링을 갖는 어선용 기관축계

1. PTO시스템을 갖는 어선용 기관축계의 일반적인 구성

어선에서 사용되는 보조기계 중에서 큰 동력이 필요한 것을 주기관의 동력을 이용하여 구동하면

경제적인 측면에서 효과적이므로 어선 기관축계에 PTO시스템을 추가하는 경우가 많다. 예를 들면, 어선의 트롤윈치는 보통 유압으로 구동되며, 대개의 경우 유압펌프를 주기관의 동력을 이용하여 구동한다. Fig. 1은 PTO시스템의 유압펌프와 추진기를 동시에 구동하는 기관축계의 개략도로서, 고용량의 유압펌프를 갖는 갑판기계와 선박의 추진기를 주기관의 동력으로 구동하는 기관축계를 나타낸다.

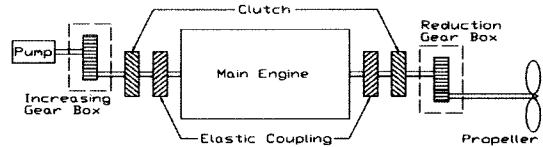


Fig. 1. Schematic diagram of engine shafting driving propeller and hydraulic pump.

어선에서 어로 작업 중 투망 또는 양망 시에는 주기관의 회전수로는 유압펌프를 구동하는 것이 불충분하므로 주기관과 유압펌프 사이에 기어와 피니언으로 구성되는 증속기어장치를 설치하고 회전수를 높여서 유압펌프를 구동한다. 그리고 어선에서는 주로 증속 또는 고속의 디젤기관을 선박의 주기관으로 사용하는데 추진기는 저속에서 효율이 좋으므로 어선의 주기관과 추진기 사이에는 감속기어장치가 필요하다.

PTO시스템을 갖는 어선의 기관축계는 운전조건에 따라 기관축계의 구성이 바뀐다. 예를 들면, 저인망어선에서는 선박을 추진시키지 않고 유압펌프를 이용하여 그물을 양망할 경우에 주기관과 추진기 사이의 연결을 단락해야 한다. 그러나 트롤어선처럼 선박을 저속으로 추진시키면서 그물을 양망할 경우에는 주기관, PTO시스템 및 추진기를 모두 연결시켜야 한다. 어선이 단순 항해시에는 PTO시스템을 구동할 필요가 없으므로 PTO시스템과 주기관 사이의 연결을 단락해야 한다. 그리고 어선이 탈망을 하면서 추진할 경우에는 주기관에 추진기와 PTO시스템을 모두 연결해야 한다. 이러한 작업은 주기관 전후에 설치된 클러치에 의해 운전조건에 따라 선택적으로 단속된다. 그리고 기관축계에서 발생하는 변동토크로의 전달과 기어장치의 채터링 (chattering)을 방지하기 위하여 주기관과 기어장치 사이에 탄성커플링을 장착한다.

따라서 PTO시스템을 갖는 어선용 기관축계의 구성은 일반적으로 선수쪽에서부터 PTO시스템(유압펌프)-증속기어장치-클러치-탄성커플링-주기관-탄성커플링-클러치-감속기어장치-추진기의 순으로 연결된다.

2. 비선형 탄성커플링

디젤기관은 구조적인 특성으로 인해 토크의 변동이 심하므로 이 변동토크가 축계의 다른 기계장치에 직접 전달될 경우 파손될 우려가 있다. 그리고 반대로 부하측에서 발생하는 변동토크가 주기관에 전달될 경우에도 문제가 발생할 수 있으므로 이를 방지하기 위하여 탄성커플링을 장착한다. 탄성커플링은 3차원 방향으로 가요성을 갖고 있어서 기관축계의 설치 시에 구동축과 피동축 사이의 축 중심이 약간 어긋날 경우에도 설치상의 오차를 흡수할 수 있고 설치상태의 변화에 대해서도 기계장치를 보호하는 역할을 한다⁸⁾.

탄성커플링은 동력전달부의 재질에 따라 고무형과 강재스프링형으로 구분할 수 있고, 탄성커플링의 동특성에 따라 선형 탄성커플링과 비선형 탄성커플링으로 분류할 수 있다. 일반적으로 비선형 탄성커플링은 선형 탄성커플링에 비해 유연하고 면적당 전달토크가 크다. 그리고 적절한 비선형 탄성커플링을 채택하면 주기관의 사용회전수 내의 위험속도를 효과적으로 이동시킬 수 있는 장점이 있다.

어선 축계에서 설치되는 비선형 탄성커플링 중에서 자주 사용되는 Geislinger사의 G형 비선형 탄성커플링⁹⁾과 Renold(구, Holset)사의 D형 비선형 탄성커플링¹⁰⁾의 구조 및 동특성을 간단히 살펴보면 다음과 같다.

G사의 G형 탄성커플링은 내륜과 외륜 사이에 판스프링(leaf spring) 역할을 하는 강재스프링팩(steel spring pack)이 장착되어 있고 그 사이에 오일이 충만되어 있는 강재스프링형 탄성커플링이다. G형 탄성커플링은 고무형 탄성커플링에 비해 비틀림강성이 크며 감쇠효과가 우수하다. 그리고 강재스프링팩의 구성에 따라 효과적으로 비틀림강성을 변화시킬 수 있다.

G형 탄성커플링의 동적비틀림강성계수는 진동상태 하에서 오일의 이동으로 인하여 정적비틀림강성계수 보다 강성이 커지며, 진동 주파수가 증가할수록 커플링의 동적비틀림강성계수도 비선형적으로 증가하는 특성을 갖는다. G사에서 제시하는 G형 탄성커플링의 동적비틀림강성계수(C_{Tdyn})의 계산식은

다음과 같다.

$$C_{Tdyn} = C_{Tstat}(1 + 0.37 \frac{\omega}{\omega_0}) \quad (0 \leq \omega < \omega_0)$$

$$C_{Tdyn} = C_{Tstat}(1.1 + 0.27 \frac{\omega}{\omega_0}) \quad (\omega_0 < \omega) \quad (1)$$

여기서 C_{Tstat} 은 정상전달토크가 정적으로 커플링에 작용할 때 커플링의 정적비틀림강성계수에 해당되고, ω 는 진동 주파수, ω_0 는 해당되는 커플링의 특성 주파수이다. C_{Tstat} 와 ω_0 는 해당 커플링에 따라 제작사의 카탈로그에 주어져 있으므로 ω 에 따라 변하는 G형 탄성커플링의 동적비틀림강성계수를 계산할 수 있다.

R사의 D형 탄성커플링은 고무요소가 내륜과 외륜 사이에서 압축을 받아 동력을 전달하는 고무압축전달형 탄성커플링이다. D형 탄성커플링은 축설치 시에 종·횡방향의 변형에 대한 적응력이 우수하며, 축으로 전달되는 진동과 소음을 흡수 또는 절연하는 특성을 가지고 있고, 사용되는 고무요소의 종류 및 개수에 따라 비틀림강성을 효과적으로 변화시킬 수 있다.

제작사에서 제시하는 D형 탄성커플링의 동적비틀림강성계수(K_{Tdyn})는 전달토크에 가장 민감하며 계산식은 다음과 같다.

$$K_{Tdyn} = K_{CAT} \times S_V \times S_T \times S_f \quad (2)$$

여기서 K_{CAT} 는 진동수 10 Hz에서 정상전달토크(nominal torque)에 대한 전달토크의 백분율(25%, 50%, 75%, 100%)에 따라 주어지며 비선형성이 강하다. S_V 는 진동토크 보정계수, S_T 는 온도 보정계수, S_f 는 진동수 보정계수이다.

수치계산 결과 및 고찰

전달강성계수법⁽⁶⁾을 이용하여 PTO시스템과 2가지 형태의 비선형 탄성커플링을 갖는 비틀림 축계의 진동해석을 위한 전산 프로그램을 만들었다. 추진기, 디젤기관, 기어장치, 클러치, 탄성커플링 및 유압펌프 등으로 구성되는 대형기선저인망어선의 축계를 대상으로 투망, 양망 및 항해 등의 어로작업 여건에 따라 바뀌는 기관축계의 연결 상태를 고려하였고, 여기에 비선형 탄성커플링의 동특성에 따른 축계의 비틀림 진동해석을 전달강성계수법으로 수

행하여 고유진동수, 고유모드 등을 계산하였다. 그리고 동일 모델에 대하여 유한요소법으로 계산한 후, 양 방법의 계산 결과를 비교하였다.

1. 수치계산 모델

축계의 연결 상태를 어로작업 여건에 따라 세가지로 나누어 모델링하였다. 첫째, 어선이 항해하면서 그물을 투망할 경우, 주기관은 PTO시스템의 유압펌프와 추진기를 동시에 구동하게 되며 이 경우를 모델링한 것이 Fig. 2의 수치계산 모델 I이다. 둘째, 어선이 어로작업 없이 단순 항해 중일 경우, 주기관은 추진기만을 구동하게 되며 이 경우를 모델링한 것이 Fig. 3의 수치계산 모델 II이다. 셋째, 어선이 추진기를 정지한 채 그물을 양망할 경우, 엔진은 PTO시스템만을 구동하게 되며 이 경우를 모델링한 것이 Fig. 4의 수치계산 모델 III이다. 수치계산 모델에서 공통적으로 사용되는 주기관의 주요 사양은 Table 1과 같다.

Table 1. Specification of the main engine

Engine type	4 stroke diesel engine
Output at M.C.R.	1305PS
Speed at M.C.R.	900rpm
Number of cylinder	6EA
Cylinder bore	225mm
Stroke	300mm
Mean effective pressure	18.3bar
Connecting rod length	600mm
Reciprocating mass	46.0kg
Firing order	1-5-3-6-2-4

수치계산 모델 I은 주기관의 동력으로 2개의 유압펌프를 동시 구동할 수 있는 PTO시스템을 장착하고 있다. 펌프와 피니언(pinion)으로 구성되는 2개의 분지계(subsystem)는 동일한 사양이며, 주기

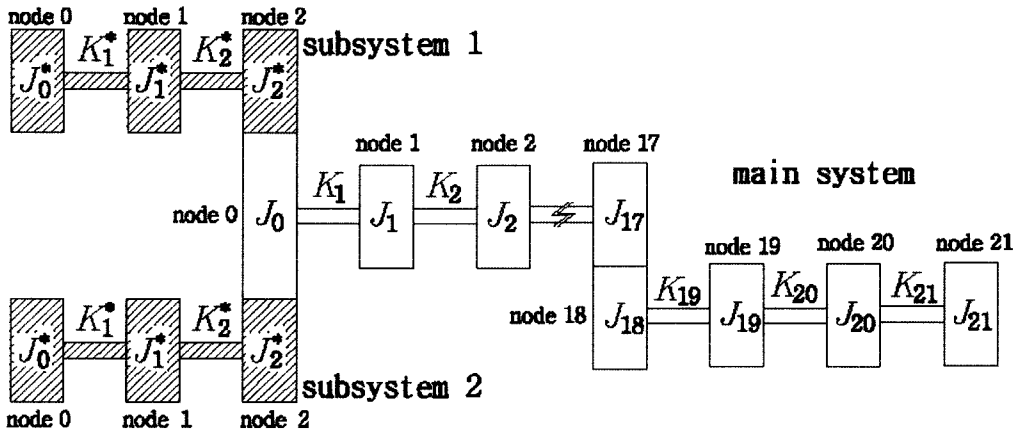


Fig. 2. Computational model I.

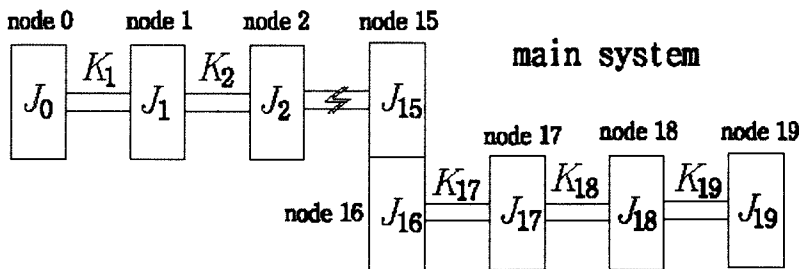


Fig. 3. Computational model II.

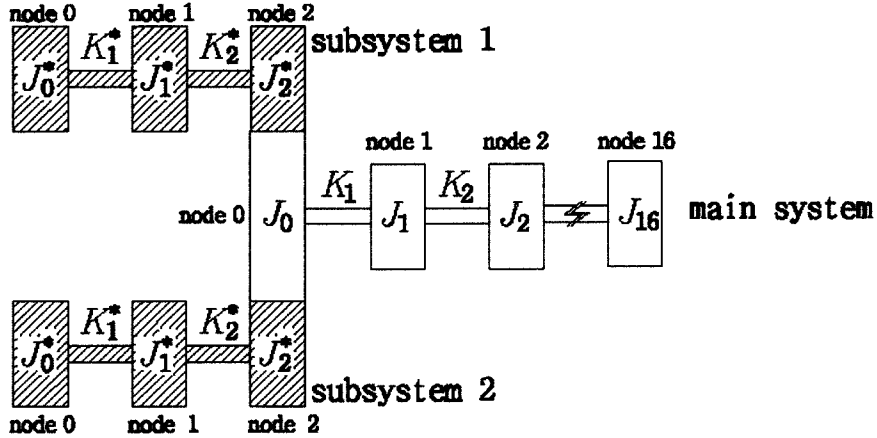


Fig. 4. Computational model III.

관과 분지계 기어의 속력비는 2.152로 분지계의 속력이 증속된다. 주계와 부분계를 연결하는 기어는 강체로 모델링하고 백래쉬(backlash)가 없이 원활하게 동력을 전달한다고 가정하였다.

수치계산 모델 I의 주계(main system)는 절점 0에서 절점 21까지 총 22개의 절점을 가진다. 주계에서 절점 0가 기어, 절점 4가 플라이 휠, 절점 6에서 절점 11까지가 6기통 4행정 디젤기관의 실린더 위치에 해당되고, 절점 17과 절점 18이 피니언과 기어, 절점 21이 프로펠러에 해당된다. 선박의 추진 효율을 고려하여 추진기는 주기관에 비해 0.371의 속력비로 감속된다.

수치계산 모델 I에는 2개의 탄성커플링과 클러치가 존재한다. 첫 번째 클러치는 주계의 절점 1과 절점 2 사이에 있으며 주기관과 PTO시스템 사이의 연결 여부를 결정한다. 절점 2와 절점 3 사이에는 선형 탄성커플링이 존재한다. 두 번째 클러치는 주계의 절점 16과 절점 17 사이에 있으며 주기관과 추진기 사이의 연결 여부를 결정한다. 절점 13과 절점 14 사이에는 비선형 탄성커플링이 존재한다. 수치계산에서는 선형 탄성커플링에 S사의 S형 커플링을 고려하였고, 비선형 탄성커플링에 강제스프링형(G사의 G형) 또는 고무압축전달형(R사의 D형)의 커플링에 대하여 각각 진동해석을 수행하였다.

수치계산 모델 II는 주기관이 추진기만을 구동하는 경우이므로 수치계산 모델 I에서 주계의 절점 1과 절점 2 사이에 있는 첫 번째 클러치에 의해 주기관과 PTO시스템의 연결이 단락된 경우이다. 따

라서 수치계산 모델 I에서 주계의 절점2가 수치계산 모델 II의 절점 0이 되고, 프로펠러에 해당되는 수치계산 모델 I의 절점 21이 수치계산 모델 II의 절점 19가 되며, 수치계산 모델 II에서는 분지계는 존재하지 않는다.

수치계산 모델 III는 수치계산 모델 I의 첫 번째 클러치는 연결하고 두 번째 클러치는 단락하여 주기관이 추진기를 구동하지 않고 PTO시스템만을 구동하는 경우이다. 따라서 수치계산 모델 I의 절점 17부터 절점 21까지를 제거하면 수치계산 모델 III가 된다.

2. 강제스프링형 탄성커플링을 장착한 축계의 진동해석 결과

식(1)과 같이 탄성커플링의 동특성이 회전속도에 따라 바뀌는 G사의 G형 비선형 탄성커플링이 주기관과 추진기 사이의 탄성커플링 위치에 장착된 경우의 수치계산 모델 I, II, III에 대하여 진동해석을 수행하였다. G형 비선형 탄성커플링의 주요 사양은 Table 2와 같다.

Table 2. Dynamic characteristics for G-type coupling

Static stiffness	0.147MNm/rad
Characteristic frequency	180rad/s
Nominal torque	13040Nm

2.1 추진기와 PTO가 연결된 축계의 진동 해석 결과

Table 3은 G형 비선형 탄성커플링을 갖는 수치 계산 모델 I에 대한 1차부터 5차까지의 고유진동수를 전달강성계수법과 유한요소법으로 계산한 결과이다. Table 3에서 괄호 안의 값이 유한요소법의 계산 결과이며 괄호가 없는 값이 전달강성계수법의 계산 결과에 해당된다. 주기관의 회전속도가 300rpm, 600rpm, 900rpm으로 증가할수록 축계의 1차 고유진동수가 조금씩 증가하고 있음을 알 수 있었다. 하지만 나머지 차수의 고유진동수는 변화가 거의 없거나 아주 적었다. 그리고 동일한 계산모델에 대하여 유한요소법으로 계산한 결과는 전달강성계수법의 계산 결과와 완전히 일치하였다.

Table 3. Natural frequencies for computational model I with G-type coupling [rpm]

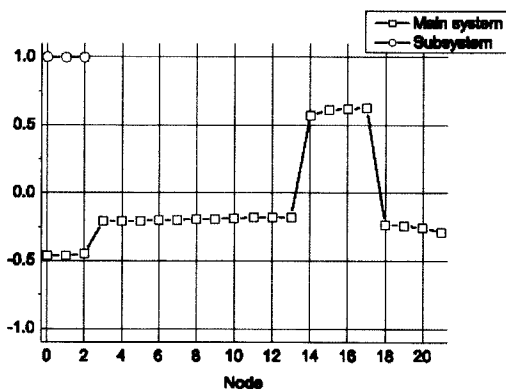
Order	Rotational speed [rpm]		
	300	600	900
1st	549 (549)	562 (562)	574 (574)
2nd	844 (844)	845 (845)	847 (847)
3rd	2111 (2111)	2118 (2118)	2126 (2126)
4th	5699 (5699)	5702 (5702)	5705 (5705)
5th	6140 (6140)	6140 (6140)	6140 (6140)

주기관이 600rpm으로 회전할 때, 축계의 1차 고유진동수와 2차 고유진동수의 위험속도를 계산한 결과가 Table 4이다.

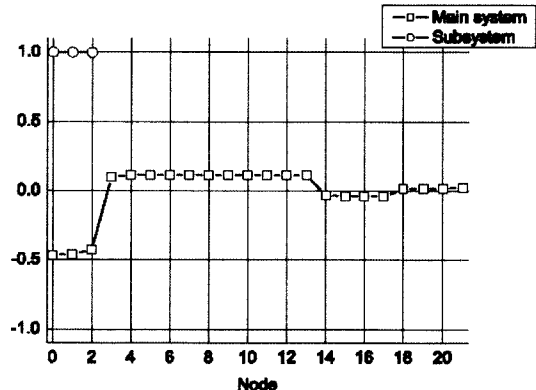
Fig. 5는 전달강성계수법으로 주기관이 600rpm

Table 4. Critical speeds for computation model I with G-type coupling [rpm]

Order(X)	1st frequency	2nd frequency
0.5	1124	1691
1.0	562	845
1.5	375	564
2.0	281	423
2.5	225	338
3.0	187	282
3.5	161	242
4.0	140	211
4.5	125	188
5.0	112	169
5.5	102	154
6.0	94	141?
6.5	86	130
7.0	80	121
7.5	75	113
8.0	70	106
8.5	66	99
9.0	62	94



(a) 1st mode shape



(b) 2nd mode shape

Fig. 5. Natural modes of computational model I with G-type coupling.

으로 회전하는 계산모델 I에 대한 1차 및 2차 고유모드를 계산한 결과이다. 1차 고유모드는 주계의 절점 13과 절점 14 사이인 G형 비선형 탄성커플링에서 절이 나타났다. 2차 고유모드는 2개의 절이 나타났는데, 하나는 주계의 절점 2와 절점 3 사이의 선형 탄성커플링이고, 다른 하나는 절점 13과 절점 14 사이의 G형 비선형 탄성커플링에서 절이 나타났다. 고유모드 그림에서 절점 17과 절점 18 사이에도 각변위의 부호가 바뀌고 있으므로 마치 절이 있는 것처럼 보이지만 이는 절이 아니고 절점 17과 절점 18에 해당되는 피니언과 기어의 회전 방향이 반대임을 의미한다.

1차 및 2차 고유모드에서 탄성커플링에 절이 나타난 이유는 다음과 같다. 수치계산 모델 I은 주기관을 중심으로 좌측으로는 PTO시스템에서 적지 않은 관성을 가지고 있고, 우측으로는 추진기에서 큰 관성을 가지고 있다. 따라서 주기관 좌우측의 탄성커플링이 축계의 다른 부분에 비해 비틀림강성이 작기 때문에 탄성커플링에서 절이 나타났다고 사료된다.

2.2 추진기가 연결된 축계의 진동해석 결과

Table 5는 G형 비선형 탄성커플링을 갖는 수치계산 모델 II에 대한 1차부터 5차까지의 고유진동수를 전달강성계수법과 유한요소법으로 계산한 결과이다. Table 5에서 괄호 안의 값이 유한요소법의 계산 결과이며, 전달강성계수법의 계산 결과가 완전히 일치하였다.

Table 5에서 주기관의 회전속도가 300rpm, 600rpm, 900rpm으로 증가할수록 축계의 1차 고유진

Table 5. Natural frequencies for computational model II with G-type coupling [rpm]

Order	Rotational speed [rpm]		
	300	600	900
1st	572 (572)	586 (586)	600 (600)
2nd	2106 (2106)	2112 (2112)	2117 (2117)
3rd	2140 (2140)	2142 (2142)	2144 (2144)
4th	5701 (5701)	5704 (5704)	5707 (5707)
5th	7585 (7585)	7592 (7592)	7599 (7599)

동수가 조금씩 증가하고 있음을 알 수 있었고, 나머지 차수의 고유진동수는 변화가 아주 적었다. Table 5와 이전의 Table 3의 고유진동수를 차수별로 비교해보면 수치계산 모델 II의 고유진동수가 수치계산 모델 I의 고유진동수보다 대체로 크며, 특히 2차 및 5차 고유진동수가 큰 변화가 있음을 알 수 있었다. 이는 수치계산 모델 II에는 수치계산 모델 I의 PTO시스템이 연결되어 있지 않으므로 관성항이 감소되어 고유진동수가 커졌다고 사료된다.

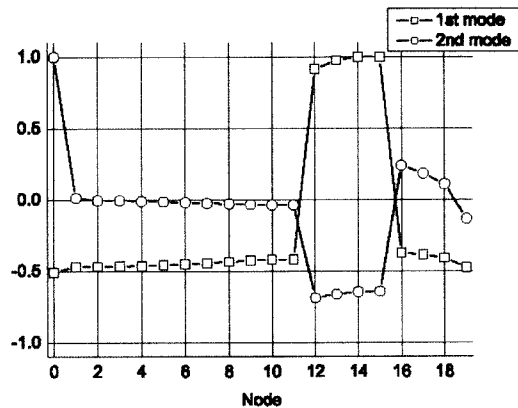


Fig. 6. Natural modes of computational model II with G-type coupling.

Fig. 6은 전달강성계수법으로 주기관이 600rpm으로 회전하는 계산모델 II에 대한 1차 및 2차 고유모드를 계산한 결과이다. 1차 고유모드는 수치계산 모델 II의 절점 11과 절점 12 사이인 G형 비선형 탄성커플링에서 절이 나타났다. 2차 고유모드는 2개의 절이 나타났는데, 하나는 수치계산 모델 II의 절점 1과 절점 2 사이의 축에서, 그리고 다른 하나는 절점 18과 절점 19 사이의 추력축에서 절이 나타났다. 수치계산 모델 II에서는 절점 15와 절점 16이 피니언과 기어에 해당되므로 고유모드 그림에서 절점 15와 절점 16 사이에 부호 변화가 나타나고 있다.

수치계산 모델 II의 1차 고유모드는 축계의 다른 부분에 비해 비틀림강성이 작은 G형 비선형 탄성커플링을 중심으로 왼쪽에 주기관, 오른쪽의 추진기가 큰 관성을 가지므로 나타난 결과라고 사료된다.

2.3 PTO가 연결된 축계의 진동해석 결과

Table 6은 G형 비선형 탄성커플링을 갖는 수치

계산 모델Ⅲ에 대한 1차부터 5차까지의 고유진동수를 전달강성계수법과 유한요소법으로 계산한 결과이다. 동일한 계산모델에 대하여 유한요소법으로 계산한 결과는 전달강성계수법의 계산 결과와 완전히 일치하였다.

Table 6에서 주기관의 회전속도가 300rpm, 600rpm, 900rpm으로 증가할수록 축계의 2차 고유진동수가 조금씩 증가하고 있음을 알 수 있었고, 나머지 차수의 고유진동수는 변화가 없거나 아주 적었다. Table 6과 이전의 Table 3 및 Table 5의 고유진동수를 차수별로 비교해보면 수치계산 모델Ⅲ의 2차 고유진동수를 제외한 나머지 고유진동수가 수치계산 모델Ⅰ 및 모델Ⅱ의 고유진동수보다 훨씬 크다는 것을 알 수 있었다. 이는 수치계산 모델Ⅲ는 다른 계산 모델에 비해 큰 관성모멘트를 갖는 추진기와 약한 비틀림강성을 갖는 추진축이 없기 때문에 상대적으로 강성은 커지고, 관성은 작아져서 고유진동수가 높아졌다고 사료된다.

Fig. 7은 전달강성계수법으로 주기관이 600rpm으로 회전하는 수치계산 모델Ⅲ에 대한 1차 및 2차 고유모드를 계산한 결과이다. 1차 고유모드는 수치계산 모델Ⅲ의 주계의 절점 2와 절점 3 사이인 선형 탄성커플링에서 절이 나타났다. 2차 고유모드는 2개의 절이 나타났는데, 하나는 주계의 절점 2와 절점 3 사이의 선형 탄성커플링에서, 그리고 다른 하나는 절점 13과 절점 14 사이의 G형 비선형 탄성커플링에서 절이 나타났다.

수치계산 모델Ⅲ의 1차 고유모드는 축계의 다른 부분에 비해 비틀림강성이 작은 선형 탄성커플링을

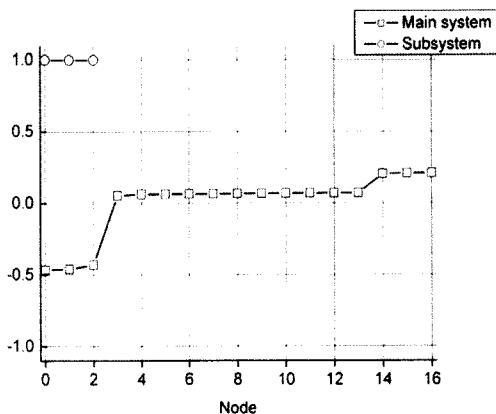
중심으로 왼쪽에 PTO시스템, 오른쪽의 주기관이 큰 관성을 가지므로 나타난 결과로 사료된다.

Table 6. Natural frequencies for computational model III with G-type coupling [rpm]

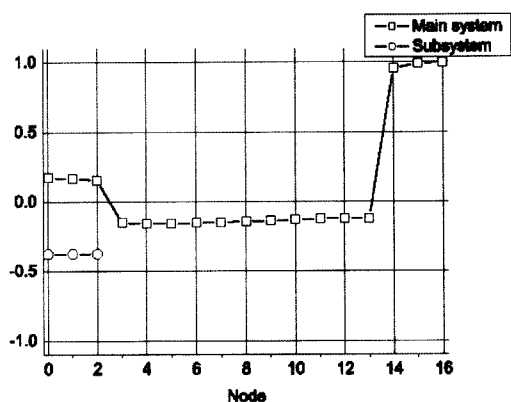
Order	Rotational speed [rpm]		
	300	600	900
1st	805 (805)	807 (807)	808 (808)
2nd	1026 (1026)	1052 (1052)	1079 (1079)
3rd	5700 (5700)	5704 (5704)	5707 (5707)
4th	6140 (6140)	6140 (6140)	6140 (6140)
5th	8203 (8203)	8209 (8209)	8215 (8215)

3. 고무압축전달형 탄성커플링을 장착한 축계의 진동해석 결과

식(2)와 같이 탄성커플링의 동특성이 전달토크에 따라 변하는 R사의 D형 비선형 탄성커플링이 주기관과 추진기 사이의 탄성커플링 위치에 장착된 경우의 수치계산 모델Ⅰ,Ⅱ,Ⅲ에 대하여 진동해석을 수행하였다. D형 비선형 탄성커플링의 주요 사양은 Table 7과 같고, 탄성커플링의 비틀림강성은 제작사 카탈로그⁽¹⁰⁾에서 정상전달토크(nominal torque)에 대한 전달토크의 백분율(25%, 50%, 75%, 100%)로 주어지므로 이를 선형 보간하여 계산하였다.



(a) 1st mode shape



(b) 2nd mode shape

Fig. 7. Natural modes of computational model III with G-type coupling.

Table 7. Dynamic characteristics for D-type coupling

Dynamic stiffness (25%)	0.154MNm/rad
Dynamic stiffness (50%)	0.224MNm/rad
Dynamic stiffness (75%)	0.323MNm/rad
Dynamic stiffness (100%)	0.432MNm/rad
Nominal torque	13470Nm

3.1 추진기와 PTO가 연결된 축계의 진동 해석 결과

Table 8은 D형 비선형 탄성커플링을 갖는 수치 계산 모델 I 에 대한 1차부터 5차까지의 고유진동수를 전달강성계수법과 유한요소법으로 계산한 결과이다. Table 8에서 괄호 안의 값이 유한요소법의 계산 결과이며 괄호가 없는 값이 전달강성계수법의 계산 결과에 해당된다. D형 비선형 탄성커플링의 전달토크가 3333Nm, 6667Nm, 10000Nm으로 증가할수록 축계의 1차 고유진동수가 크게 증가하고 있음을 알 수 있었다. 2차, 3차, 4차 고유진동수도 적지 않은 변화가 나타났다. 5차의 고유진동수는 변화가 없었다. 그리고 동일한 계산모델에 대하여 유한요소법으로 계산한 결과는 전달강성계수법의 계산 결과와 완전히 일치하였다.

D형 탄성커플링의 전달토크가 6667Nm일 때, 축계의 1차 고유진동수와 2차 고유진동수의 위험속도를 계산한 결과가 Table 9이다.

Fig. 8은 전달강성계수법으로 D형 비선형 탄성커플링의 전달토크가 6667Nm일 때 계산모델 I 에

Table 8. Natural frequencies for computational model I with D-type coupling [rpm]

Order	Transfer torque [Nm]		
	3333	6667	10000
1st	554 (554)	631 (631)	697 (697)
2nd	837 (837)	849 (849)	872 (872)
3rd	2276 (2276)	2335 (2335)	2414 (2414)
4th	4795 (4795)	4817 (4817)	4846 (4846)
5th	6139 (6139)	6139 (6139)	6139 (6139)

Table 9. Critical speeds for computation model I with D-type coupling [rpm]

Order(X)	1st frequency	2nd frequency
0.5	1261	1698
1.0	631	849
1.5	420	566
2.0	315	424
2.5	252	340
3.0	210	283
3.5	180	243
4.0	158	212
4.5	140	189
5.0	126	170
5.5	115	154
6.0	105	141
6.5	97	131
7.0	90	121
7.5	84	113
8.0	79	106
8.5	74	100
9.0	70	94

대한 1차 및 2차 고유모드를 계산한 결과이다. 1차 고유모드는 주계의 절점 13과 절점 14 사이인 D형 비선형 탄성커플링에서 절이 나타났다. 2차 고유모드는 2개의 절이 나타났는데, 하나는 주계의 절점 2와 절점 3 사이의 선형 탄성커플링이고, 다른 하나는 절점 13과 절점 14 사이의 D형 비선형 탄성커플링에서 절이 나타났다. Fig. 5의 G형 비선형 탄성커플링을 갖는 수치계산 모델 I 의 고유모드와 유사한 경향을 보여주었다.

3.2 추진기가 연결된 축계의 진동해석 결과

Table 10은 D형 비선형 탄성커플링을 갖는 수치계산 모델 II 에 대한 1차부터 5차까지의 고유진동수를 전달강성계수법과 유한요소법으로 계산한 결과이다. Table 10에서 괄호 안의 값이 유한요소법의 계산 결과이며, 전달강성계수법의 계산 결과가 완전히 일치하였다.

Table 10에서 D형 탄성커플링의 전달토크가 3333Nm, 6667Nm, 10000Nm으로 증가할수록 축

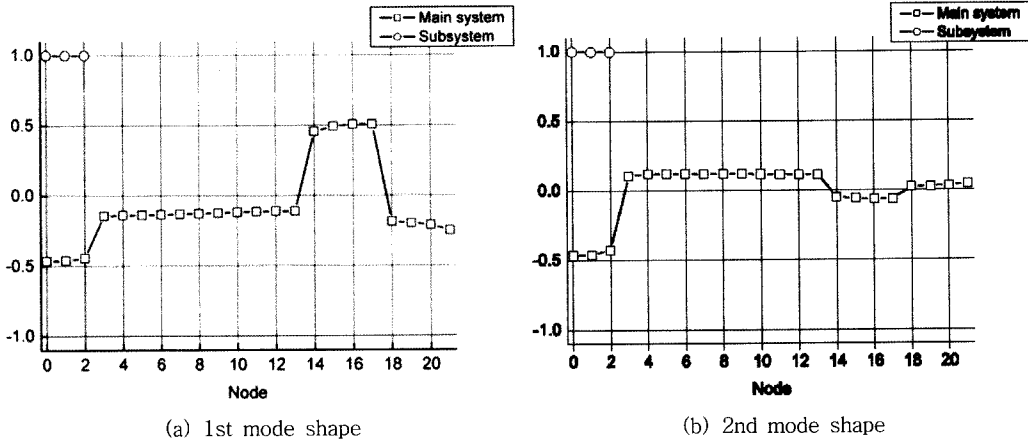


Fig. 8. Natural modes of computational model I with D-type coupling.

계의 1차 고유진동수가 크게 증가하였고, 3차와 5차 고유진동수도 적지 않게 증가하고 있음을 알 수 있었다. 2차와 4차 고유진동수는 변화가 없거나 적었다. Table 10과 이전의 Table 8의 결과를 비교해보면 수치계산 모델 II의 1차, 2차, 5차 고유진동수가 수치계산 모델 I의 고유진동수보다 크며, 특히 2차와 5차 고유진동수가 크게 증가함을 알 수 있었다.

치계산 모델 II의 절점 0과 절점 1 사이의 축에서, 그리고 다른 하나는 절점 18과 절점 19 사이의 추력축에서 절이 나타났다. Fig. 6의 G형 비선형 탄성커플링을 갖는 수치계산 모델 I의 고유모드와 비교해 보면 1차 고유모드는 유사하였다. 그러나 2차 고유모드는 비선형 탄성커플링 이후(절점 12)부터 많은 차이가 있었다.

Table 10. Natural frequencies for computational model II with D-type coupling [rpm]

Order	Transfer Torque [Nm]		
	3333	6667	10000
1st	574 (574)	663 (663)	753 (753)
2nd	2132 (2132)	2132 (2132)	2132 (2132)
3rd	2277 (2277)	2336 (2336)	2415 (2415)
4th	4797 (4797)	4818 (4818)	4848 (4848)
5th	11136 (11136)	11237 (11237)	11376 (11376)

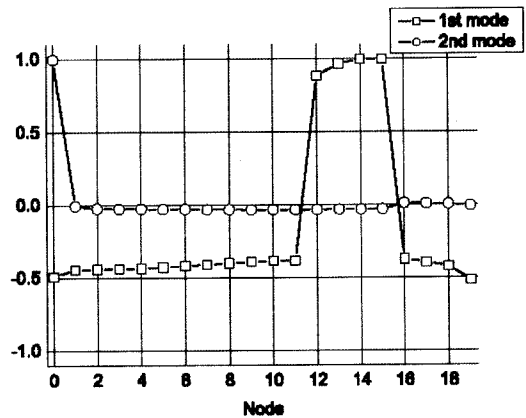


Fig. 9. Natural modes of computational model II with D-type coupling.

Fig. 9는 전달강성계수법으로 D형 비선형 탄성커플링의 전달토크가 6667Nm일 때 계산모델 II에 대한 1차 및 2차 고유모드를 계산한 결과이다. 1차 고유모드는 수치계산 모델 II의 절점 11과 절점 12 사이인 D형 비선형 탄성커플링에서 절이 나타났다. 2차 고유모드는 2개의 절이 나타났는데, 하나는 수

3.3 PTO가 연결된 축계의 진동해석 결과

Table 11은 D형 비선형 탄성커플링을 갖는 수치계산 모델 III에 대한 1차부터 5차까지의 고유진동수를 전달강성계수법과 유한요소법으로 계산한 결과이다. 동일한 계산모델에 대하여 유한요소법으로 계산한 결과는 전달강성계수법의 계산 결과와 완전

히 일치하였다.

Table 11에서 D형 탄성커플링의 전달토크가 3333Nm, 6667Nm, 10000Nm으로 증가할수록 축계의 2차 고유진동수가 크게 증가하고, 2차와 3차를 제외한 나머지 차수의 고유진동수는 거의 변화가 없거나 동일하였다.

Table 11. Natural frequencies for computational model III with D-type coupling [rpm]

Order	Transfer torque [Nm]		
	3333	6667	10000
1st	810 (810)	813 (813)	814 (814)
2nd	1136 (1136)	1342 (1342)	1576 (1576)
3rd	4796 (4796)	4818 (4818)	4850 (4850)
4th	6139 (6139)	6139 (6139)	6139 (6139)
5th	10491 (10491)	10491 (10491)	10491 (10491)

Fig. 10은 전달강성계수법으로 D형 비선형 탄성커플링의 전달토크가 6667Nm일 때 계산모델 III에 대한 1차 및 2차 고유모드를 계산한 결과이다. 1차 고유모드는 수치계산 모델 III의 주계의 절점 2와 절점 3 사이인 선형 탄성커플링에서 절이 나타났다. 2차 고유모드는 2개의 절이 나타났는데, 하나는 주계의 절점 2와 절점 3 사이의 선형 탄성커플링에

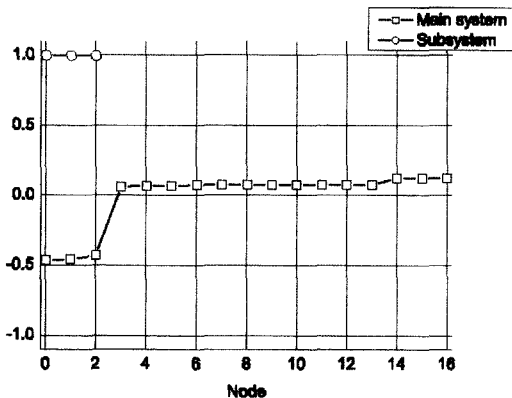
서, 그리고 다른 하나는 절점 13과 절점 14 사이의 G형 비선형 탄성커플링에서 절이 나타났다.

Fig. 7의 G형 비선형 탄성커플링을 갖는 수치계산 모델 I의 고유모드와 비교해 보면 1차 고유모드는 유사하였으나, 2차 고유모드는 절점 0에서 절점 13까지 적지 않은 차이가 있었다.

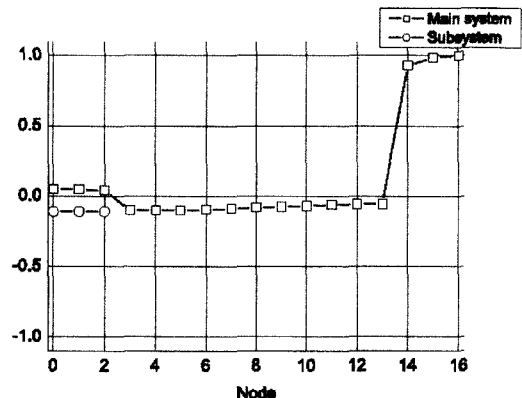
결론

갑판기계를 구동하는 트롤어선 및 저인망어선에서 쉽게 볼 수 있는 PTO시스템 및 비선형 탄성커플링을 갖는 어선 기관축계를 대상으로 축계의 비틀림 진동해석을 전달강성계수법을 이용하여 축계의 고유진동수, 고유모드 및 위험속도를 계산하였다. 계산모델은 어로작업 시의 기관축계의 연결조건에 따라 주기관이 PTO와 추진기를 동시에 구동하는 축계, 추진기만 구동하는 축계, 그리고 PTO만 구동하는 축계로 분리하여 각각 수치계산을 수행하였고, 동시에 비선형 탄성커플링인 G사의 G형 및 R사의 D형 탄성커플링의 비선형 동특성을 고려하였다. 수치계산 결과를 정리해 보면 다음과 같다.

- (1) G형 비선형 탄성커플링이 장착된 기관축계에서는 회전속도의 증가에 따라 저차 고유진동수가 소폭 증가하였고, D형 비선형 탄성커플링이 장착된 기관축계에서는 전달토크의 증가에 따라 저차 고유진동수가 크게 증가하였으며, 특히 추진기와 PTO가 연결된 축계와 추진기만 연결된 축계는 1차 고유진동수가, 그리고 PTO만 연결된 축계는 2차 고유진동수가 다른 차수의 고유진동수보다 변화



(a) 1st mode shape



(b) 2nd mode shape

Fig. 10. Natural modes of computational model III with D-type coupling.

의 폭이 상대적으로 컸다.

- (2) 축계의 연결조건에 따른 차수별 고유진동수를 비교해 보면, PTO만 구동하는 축계의 고유진동수가 다른 축계에 비해 컸고, PTO와 추진기를 동시에 구동하는 축계의 고유진동수는 다른 축계에 비해 작았다. 예외적으로 추진기만 구동하는 축계의 2차 고유진동수가 다른 축계의 2차 고유진동수에 비해 상당히 컸다.
- (3) 1차 및 2차 고유모드의 절은 축계의 연결 상태에 관계없이 대부분 탄성커플링에서 절이 나타났고, 예외로 추진기만 주기관에 연결된 축계에서는 2차 고유모드가 기관축계에서 선수쪽의 축과 선미쪽인 추력축에서 절이 나타났다.

끝으로 유한요소법으로 동일한 조건하에서 계산한 진동해석 결과와의 비교를 통해 전달강성계수법의 신뢰성을 확인하였다. 추후 동일 모델에 대한 강제진동해석에 관한 연구도 필요하다고 사료된다.

참고문헌

- 1) 이돈출·김상환·유정대(2003) : 고무 탄성커플링을 갖는 선박 추진용 축계 비틀림의 동특성, 한국소음진동공학회 2003년도 춘계학술대회논문집, 742-748.
- 2) 박용남(1997) : 디젤 엔진 축계의 비선형 비틀림진동에 관한 연구, 한국해양대학교대학원박사학위논문, 9-107.

- 3) Moon, D. H. and Choi, M. S.(2000) : Vibration Analysis for Frame Structures Using Transfer of Dynamic Stiffness Coefficient, Journal of Sound and Vibration, 234(5), 725-736.
- 4) Choi, Myung-Soo(2003) : Free Vibration Analysis of Plate Structures Using Finite Element-Transfer Stiffness Coefficient Method, KSME International Journal, 17(6), 805-815.
- 5) 최명수·문덕홍·설종구(2003) : 이진코딩 유전알고리즘과 모드해석법을 이용한 선박 추진축계의 직경 최적설계, 한국동력기계공학회지, 7(3), 29-34.
- 6) 최명수(2003) : 치차-분지계를 갖는 비틀림축계의 설계를 위한 위험속도 계산, 한국어업기술학회지, 39(4), 276-283.
- 7) Rao, J. S.(1996) : Rotor Dynamics, New Age International Publishers, 45-66.
- 8) 전효중(1986) : 선박동력전달장치, 태화출판사, 141-143.
- 9) Geislinger Co.(2000) : Geislinger Couplings and Dampers.
- 10) Holset Co.(1995) : Holset DCB Flexible Couplings.

2004년 6월 2일 접수

2004년 6월 24일 수리