

# 선박용 추진축계 비틀림진동 실험장치의 소개

김상환<sup>+</sup> · 김지근<sup>++</sup> · 이돈출<sup>+++</sup> · 박성현<sup>++++</sup>

## Experimental Equipment for Torsional Vibration of Marine Propulsion Shafting

S.H. Kim<sup>+</sup>, J.G. Kim<sup>++</sup>, D.C. Lee<sup>+++</sup> and S.H. Park<sup>++++</sup>

Abstract : Marine Propulsion shafting system coupled with medium diesel engine forms multi-degree torsional vibration system which consist of many inertia masses such as crank, flywheel, propeller and sometimes gear system is adopted additionally for the purpose of improving propeller's propulsion efficiency or connecting with PTO/PTI. The periodic excitation torques generated by combustion pressure in cylinder and reciprocating masses induce various kinds of vibrations in this shafting system. If the frequency of this excitation torques is equal to the natural frequency of the shafting, the amplitude of the torsional vibration increases steeply and the damage of crankshaft or gears may be occurred by that. This frequency is called critical speed. When making a plan for shafting system, it is important for this frequency to be expected exactly and not to be in commonly used speed. For this reason, this paper introduces the experimental equipment for torsional vibration of marine propulsion shafting system and describes the theoretic and the experimental methods to look for natural frequencies.

Key words : Torsional vibration experimental equipment(비틀림진동 실험장치), Natural frequency(고유진동수)

### 1. 서론

중고속 디젤기관에 연결된 추진축계는 디젤기관의 크랭크기구, 플라이휠, 감속기, 프로펠러 등 다 질점을 갖는 비틀림 진동계를 형성하고, 프로펠러 추진효율을 향상시키거나 PTO나 PTI 시스템을 연결할 목적으로 감속기 또는 증속기와 같은 기어시스템이 설치되기도 한다.

이러한 추진축계는 실린더의 폭발압력과 왕복 관성력의 주기적 기진 토크를 받아 비틀림 강제진동을 일으키게 된다. 이 기진 토크의 진동수가 축계 자신의 고유진동수와 일치하는 경우, 비틀림 진동진폭이 급격히 증가하게 되어 크랭크축이나 기어를 파손시키는

원인을 제공하기도 한다. 이 때의 회전수를 위험회전수라 부르고, 추진축계를 설계할 때는 고유진동수를 보다 정확하게 예측하여 사용회전수내에 이러한 위험회전수가 존재하지 않도록 하는 것이 중요하다.

따라서 본 논문에서는 선박용 추진축계를 간단하게 모델화하는 비틀림진동 실험장치를 제작·소개하고, 이 실험장치의 축계를 등가질량계로 모델링하고 모드 해석법을 사용하여 축계의 고유진동수를 구하는 이론적인 방법을 통해 구해보고, 진동계측을 통하여 확인해 보고자 한다.

### 2. 실험장치

Fig. 1은 본 연구를 위하여 제작된 비틀림진동 실험

---

+ 김상환, 시그널위저드  
++ 김지근, (사)한국선급  
+++ 이돈출, 목포해양대학교 기관시스템공학부  
++++ 박성현, 목포해양대학교 운송시스템공학부

험장치를 보여주고 있다. 실험장치 한쪽 편에는 입력 교류전류의 주파수에 따라 모터의 회전속도가 변하는 AC모터를 설치하였고, 이 AC모터의 회전속도는 두 가지 종류의 감속비를 가지는 감속기를 통하여 프로펠러로 전달된다. AC모터 끝단, 감속기 입력축과 출력축 그리고 프로펠러 앞단에는 6개의 블록으로 이루어진 죠우(Jaw) 플렉시블 커플링을 각각 설치하여 AC모터의 비틀림진동 토크를 줄이고, 선박용 추진축계와 동일하게 감속기 이후의 충분한 등가길이를 확보하도록 하였다.

감속기 전후에는 몇 개의 관성체를 부착하였다. 이들 관성체는 원주둘레가 평평한 관성모멘트가 큰 디스크형 휠과 비틀림진동을 모니터링할 수 있도록 기어식 홈을 가공한 관성모멘트가 큰 기어형 휠의 두 종류로 제작되었다. 디스크형 휠의 경우에는 여러 개의 원판으로 제작되어 관성모멘트의 조정이 가능하도록 하였다.

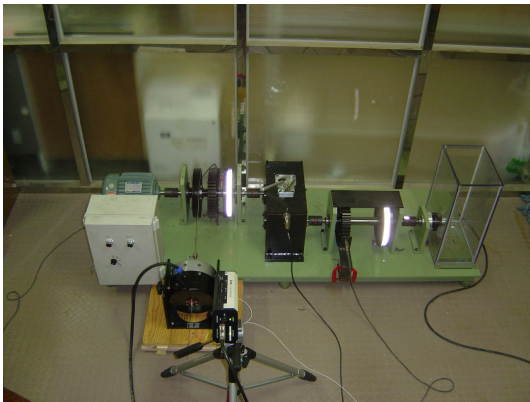


Fig. 1 Experimental equipment

실험장치 각 부분의 주요 사양은 Table 1과 같다.

Table 1. experimental equipment specification

Kind	Type
AC Motor	1.5kW x 1720rpm
Reduction Gear	1:1.6 & 1:1.58
Flexbie Coupling	Jaw, Rubber
Propeller	Ø80mm x Blade 3ea
Disc./Gear Wheel	Ø240mm x 30mm, 48ea

### 3. 자유진동 해석

#### 3.1 축계 모델링

앞에서 소개한 실험축계를 등가인 축계로 치환하고 비틀림진동에 대한 고유진동수를 해석하기 위하여 등가질량계로 모델링하면, Fig. 2와 같다. 질점 2는 AC모터, 질점 20은 프로펠러, 질점 10내지 13은 감속기, 질점 3과 4, 8과 9, 14와 15, 18과 19는 플렉시블 커플링, 그리고 나머지는 디스크형/기어형 휠의 관성모멘트를 나타내며, 이들 질점사이의 스프링모양은 각각의 축에 대한 비틀림 강성계수를 나타낸다.

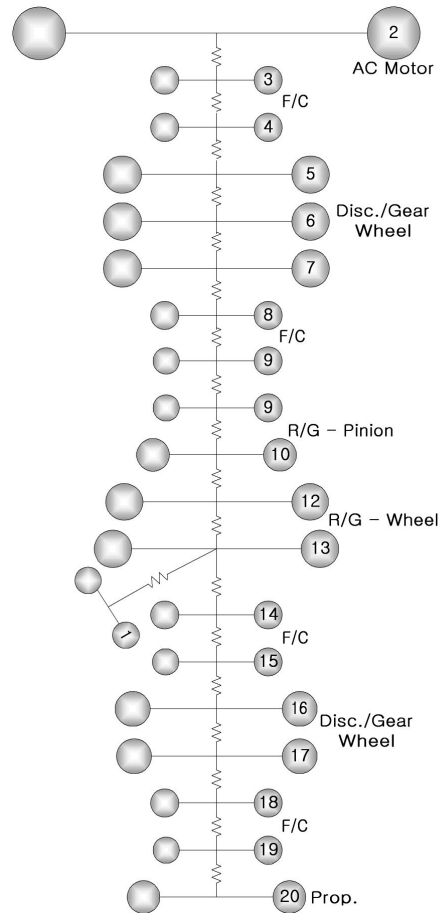


Fig. 2 Equi-valent sprig mass system

### 3.2 자유진동 해석

일반적으로 다 자유도계 축계의 비틀림진동에 대한 고유진동수를 해석하기 위한 방법으로는 Holzer법, 전달매트릭스법, 모드해석법 등이 있다.

여기에서는 아래 식 (1)과 같이 매트릭스형태의 운동방정식을 세우고(프로펠러 및 축계에서 발생하는 감쇠와 기진력은 무시), Jacobi법을 사용하여 축계의 고유진동수 및 진동모드를 구하였다. 계산된 비틀림진동에 대한 고유진동수 및 진동모드를 Table 2에 나타내었으며, 3절 이상의 고유진동수는 모터의 사용회전수를 초과하므로, 표시하지 않았다.

$$[M] \{\ddot{\Theta}\} + [K] \{\Theta\} = 0 \quad (1)$$

$[M]$  : 관성질량 매트릭스

$\{\Theta\}$  : 비틀림 각진폭 벡터

$[K]$  : 비틀림강성 매트릭스

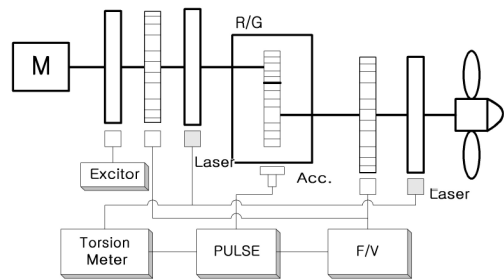
**Table 2 Natural Frequencies & mode shape**

Mass No.	Amplitude(rad)	
	1 Node(303.8rpm)	2 Node(546.7rpm)
1.	-0.78585E+01	-0.10381E+02
2.	0.10000E+01	0.10000E+01
3.	0.89672E+00	0.66559E+00
4.	-0.83960E+01	-0.29424E+02
5.	-0.85405E+01	-0.29891E+02
6.	-0.85844E+01	-0.29980E+02
7.	-0.86106E+01	-0.29992E+02
8.	-0.86977E+01	-0.29836E+02
9.	-0.14421E+02	-0.19571E+02
10.	-0.14538E+02	-0.19361E+02
11.	-0.14590E+02	-0.19265E+02
12.	-0.78569E+01	-0.10374E+02
13.	-0.78569E+01	-0.10374E+02
14.	-0.80616E+01	-0.99372E+01
15.	-0.18123E+02	0.11555E+02
16.	-0.18276E+02	0.11883E+02
17.	-0.18309E+02	0.11954E+02
18.	-0.18307E+02	0.11954E+02
19.	-0.18195E+02	0.11984E+02
20.	-0.18190E+02	0.11985E+02

### 4. 강제진동실험

#### 4.1 계측장치

Fig. 3에 실험축계의 비틀림진동에 대한 고유진동수를 구하기 위한 계측장비의 배치도를 나타내었는데, 계측은 그림에서 보는 바와 같이, 감속기 전/후의 Floating Mass, 감속기 전/후의 Floating Gear 및 감속기 하우징에서 실시하였다.



**Fig. 3 Instrument set-up & analysis system**

계측장비의 제원은 Table 3과 같다.

**Table 3 Measuring instrument**

Kind	Model
FFT Analyzer	B&K PULSE 4 channels
Laser Injector	Polytec OFV-400
T/V Meter	Polytec OFV-4000
Accelerometer	PCB
Exciter	B&K 3625

감속기 전/후의 디스크형 휠의 원주면에는 레이저 반사테이프를 부착하고, 이 테이프위에 도플러 효과를 이용하는 레이저 비틀림 진동계를 사용하여 비틀림진동 각속도 변동을 측정하였다. 또한, 기어형 휠에서는 캡센서를 설치하여 기어의 시간간격을 측정하고 측정된 신호를 FV컨버터로 보내어 비틀림진동 각속도를 측정하였다. 마지막으로, 감속기 하우징에 가속도계를 설치하여 기어를 통해 전달되는 비틀림진동에 의해 가진되는 감속기 하우징의 구조진동을 계측

하였다.

이들로부터 얻어진 비틀림진동 각속도들은 토손메타 또는 주파수 분석기에서 각진폭으로 변환되고 변환된 신호는 주파수 분석기를 통하여 주파수별로 그 성분을 분석할 수 있도록 하였다.

#### 4.2 강제진동실험

실험측계의 비틀림 진동측정은 프로펠러가 물속에 있을 경우와 공기 중에 있을 경우에 대해서, AC모터의 회전속도와 가진기의 가진주파수를 50rpm(0.833 Hz)에서부터 250rpm(4.166Hz)까지 10rpm(0.167Hz) 간격으로 증가시키면서 실시하였다.

Fig. 4와 5는 각각 Floating Mass(Method 1)와 감속기 하우징(Method 2)에서 측정한 결과이며, 주위험차수인 3.0차(프로펠러 블레이드 수 : 3매)성분만 표시하였다. 감속기 하우징에서는 기어의 이 끝에서 발생하는 접선력에 의해 가진되므로, 기어의 이 수를 추가로 곱한 차수가 주 위험차수가 된다.

Fig. 4 및 Table 4를 보면, 1절 고유진동수는 약 300rpm정도(=100rpm x 3.0)에 있는 것으로 판단되며, 프로펠러 주위환경(수중, 공기 중)의 변화에 따라 고유진동수와 각변위 변동 값의 차이가 거의 없는데, 이번 실험측계에 있어서, 프로펠러 부가수질량에 대한 효과가 크지 않기 때문이다. 효과가 크지 않은 이유는 노드 점이 프로펠러에서 먼 AC모터 후미에 있는 플렉시블 커플링의 러버에 위치하고 있고, 감속비를 고려한 프로펠러 부가수질량의 증가분이 다른 관성체의 질량관성모멘트에 비하여 아주 작기 때문인 것으로 판단된다. 다만, 프로펠러가 수중에서 회전할 때 발생하는 부가수질량의 효과는 노드 점의 위치가 프로펠러에 가까워지는 3절 이상의 고유진동수에만 영향을 준다는 것을 앞서 실시한 자유진동 해석을 통하여 확인하였다.

Fig. 5는 감속기 하우징에서 측정한 결과로서, 계측범위 내에서 뚜렷한 고유진동수를 찾을 수는 없었다. 이는 축이 100rpm으로 회전하고 있을 때의 주파수 분석한 결과인 Fig. 6에서 비틀림진동 변동토크에 의한 감속기 하우징의 구조진동 외에 1Hz내지 2Hz부근에 다수의 진동성분이 발생하는 것으로 보아, 실험측계의 정렬불량, 기어 끝단의 부적절한 백래쉬 및 헐

거음 등의 제작결함으로 인한 결과로 생각된다.

Fig. 7은 감속기 전반부의 첫 번째 Floating Mass에 50rpm(0.833Hz)에서 복진폭 1.11mm, 가속도  $\pm 0.4m/s^2(\pm 0.04G)$ 의 진동을 250rpm(4.166 Hz)까지 10rpm(0.167Hz)씩 증가시키면서 가진(Method 3)했을 때, 두 번째 Floating Mass에서 측정한 각변위 변동의 결과를 보여준다. 앞선 실험과 마찬가지로 1절 고유진동수가 280rpm(=93.3rpm x 3)부근에 있는 것을 확인할 수 있었다. 다만, 가진기에 걸리는 축하중 그래프를 보면 가진주파수 150rpm이상에서는 축하중이 일정한 모습을 그리며 작아지고 있는데, 이는 가진주파수가 증가함에 따라 가진 진폭이 기어의 백래쉬보다 작아졌기 때문으로 생각된다.

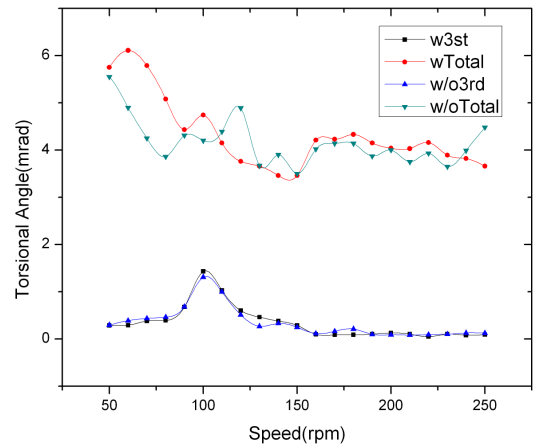


Fig. 4 Amplitude at disc type wheel

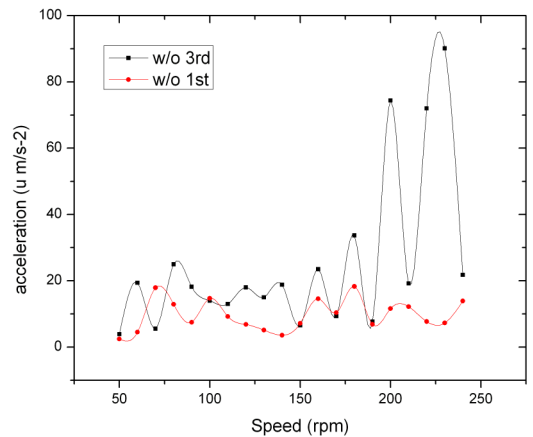


Fig. 5 Acceleration at reduction gear housing

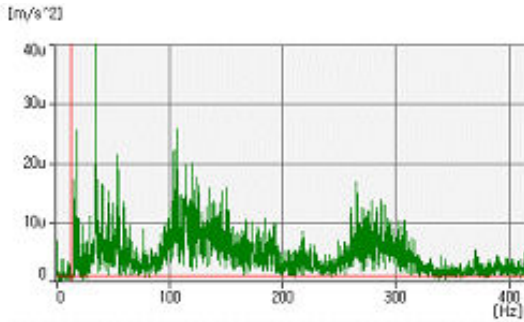


Fig. 6 FFT at reduction gear housing(90rpm)

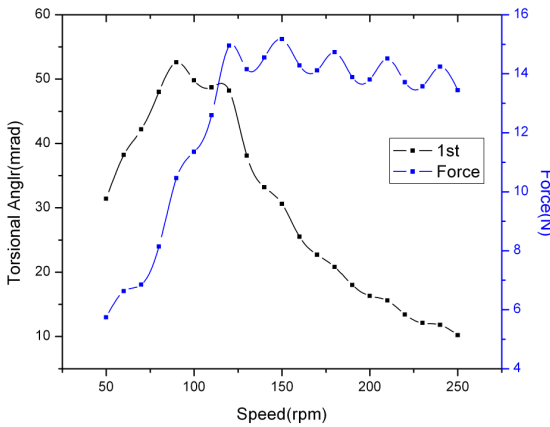


Fig. 7 Excitation test at disc type wheel

Table 4 Natural Frequencies(rpm)

Method		Node	
		1	2
Theoretical Method		303.8	546.7
Experimental Method	Method 1	300.0	
	Method 2	-	
	Method 3	280.0	

## 결론

본 논문에서는 선박용 추진축계를 간단하게 모델화하는 비틀림진동 실험장치를 제작소개하고, 축의 비틀림진동 고유진동수를 이론적인 방법과 실험적인 방법은 통해 구해 보았으며 이를 요약하면 다음과 같다.

그리고 이번에 제작된 실험장치를 통한 비틀림진동에 대한 기초실험의 수행이 전반적으로 충분히 가

능하였지만 여기서 언급한 제작상의 오류들을 좀더 개선하면 좋은 실험장치의 제작이 가능하리라 생각된다.

(1) Jaw 탄성 커플링의 부정확성에도 불구하고 이론적인 방법과 실험적인 방법으로 구한 1절 고유진동수는 어느 정도 일치하였다.

(2) 고유진동수는 도플러효과를 이용한 레이저 비틀림 진동계를 사용하여 축에서 직접 측정할 수 있었고, 기어의 이 끝으로 전달되는 비틀림진동에 의해 가진되는 감속기 하우징에서도 가속도계를 사용하여 고유진동수를 확인할 수 있었다.

(3) 다만, 실험축계를 제작하면서 설계된 축계의 1절 및 2절 고유진동수가 낮아, 이를 확인하기 위해 낮고 정밀한 가진주파수가 필요하였는데, 가진기로 채택한 AC모터는 낮은 회전수에서 균일한 속도로 회전하는데 어려움이 있었으며, 채택된 아날로그식 제어장치는 낮은 회전수에서 정밀하게 회전수를 제어하기에는 부적절하였다.

(4) 감속기 하우징의 과도한 두께, 실험축계의 정렬불량, 기어의 부절절한 백래쉬 등의 제작상의 결함으로 인해 가진되는 구조진동이 다수 발생하는 등의 측정결과에 어느 정도의 오류가 발생하였다.

(5) 프로펠러가 축계의 다른 관성질량과 비교하여 상대적으로 작게 설계되었고, 수조의 크기가 충분하지 못하여 프로펠러의 부가수 질량과 감쇠력을 뚜렷이 확인할 수는 없었다.

## 참고문헌

- [1] 이돈출, 김상환, 장석기, “디젤엔진의 비틀림진동 모니터링 시스템 개발을 위한 실험적인 연구”, 한국소음진동학회지, pp. 640-646, 2001
- [2] 전효중, 이돈출, “추진축계 진동론”, 다습출판사, pp. 57-89, 2003
- [3] Ronald L. Eshleman, “Machinery Vibration Analysis I”, pp. 86-90