

# 박용 비틀림 진동 댐퍼 개발을 위한 해석 사례

## A Study on the Development of a Marine Torsional Vibration Damper

이동환†·정태영\*,김영철\*,문석준\*,황재영\*\*

D. H. Lee, T. Y. Chung, Y. C. Kim, S. J. Moon and J. Y. Hwang

### 1. 서 론

선박용 추진축계는 엔진 크랭크축, 플라이 휠, 프로펠러, 중간축 또는 제너레이터 축 등 여러 개의 축과 관성질량으로 구성되어 있다. 만일 운전범위에서 엔진의 실린더 가스 폭발 및 기계적 관성력에 의하여 크랭크축이나 중간축에 작용하는 비틀림 응력이 선급 규제에 근접하거나 초과하는 경우 비틀림 진동댐퍼를 사용하여 안전한 수준으로 레벨을 완화할 수 있다. 비틀림 진동댐퍼에는 고무댐퍼, 점성댐퍼 및 스프링 점성댐퍼가 있는데 대형 박용기관에는 높은 가진력과 감쇠비가 우수한 스프링 점성댐퍼가 주로 사용된다.

본 연구에서는 이러한 박용 비틀림 진동댐퍼의 개발을 위하여 1700kW급 4행정 6기통 박용 디젤엔진을 대상으로 스프링 점성댐퍼의 설계 파라미터에 대한 비틀림 진동현상의 분석 결과를 보이고자 한다. 여기서 진동해석은 엔진 가진력의 상세한 입력이 가능한 DNV 선급의 비틀림 전용 해석 툴을 사용하였다.

### 2. 추진 축계와 댐퍼

대상 추진축계는 보어/행정 250/330mm, 왕복동 질량 83.8 kg, 정격 회전수 900rpm에서 출력 1740 kW, 엔진 토크 18.46 kNm, 실린더 평균지시압력(MIP) 26.7 bar인 4행정 6기통 엔진의 전단에 댐퍼가, 후단에 관성 183.5 kgm<sup>2</sup>인 제너레이터가 연결된 형상으로 구성되었다. 그리고 본 엔진은 800rpm 이전에는 무부하운전이 되므로 800rpm 이상에서 집중 분석을 수행하였다.

상기의 추진축계는 댐퍼를 부착하지 않았을 경우 Fig.1 과 같이 엔진 정격속도 900rpm에서 허용 탄성 토크 80

kNm를 초과하지는 않으나 940 rpm에서 310 kNm에 이르러 매우 위험한 상태이다. 여기서 엔진 크랭크축의 자유단에 허용 탄성토크 20.1 kNm(연속), 30.1 kNm(과도), 허용 댐핑토크 1.45kNm, 허용 열부하 9.2 kW의 범위 이내의 댐퍼를 설계하기 위하여 댐퍼의 감쇠계수, 강성계수 및 관성질량의 변화에 따른 영향을 조사하였다.

Fig. 2는 댐퍼를 포함한 비틀림 진동 해석 모델이다. Table 1은 900rpm, MIP 26.7 bar일 때의 엔진의 차수별 가진력 ( $N/mm^2$ )자료이다.

### 3. 댐퍼 파라미터 해석

댐퍼의 구조는 크랭크축 자유단의 허브에 결합된 1차 관성질량과 여기에 스프링 및 점성유체를 매개로 연결된 2차 관성질량으로 구성되어 있다. 댐퍼의 비틀림 진동 모델은 1차 및 2차 관성질량 사이에 스프링 강성과 유막 감쇠로 모델링 된다.

본 댐퍼 모델은 Geislinger 댐퍼 선정절차에 따라 시뮬레이션하여 결정하였다. 감쇠계수는 1800~3000 Nm/rad, 강성계수는 1.5~2 MN/rad 범위에서, 그리고 관성질량의 경우는 1차 관성질량 1.33~2.66 kgm<sup>2</sup>, 2차 관성질량 13~15.6 kgm<sup>2</sup>의 범위에서 엔진에 작용하는 비틀림 진동 응력과 댐퍼에 작용하는 비틀림 토크를 분석하였다.

감쇠계수 2300 Nm/rad, 강성계수 2 MN/rad, 1차 관성질량 1.33 kgm<sup>2</sup>, 2차 관성질량 13kgm<sup>2</sup>인 댐퍼 모델의 해석 결과가 Fig. 3, 4에 보이고 있다. Fig. 3에서 보듯이 엔진의 최대 비틀림 진동응력이 작용하는 Shaft 7에서 허용진동 응력 30.1 N/mm<sup>2</sup> 보다 충분히 아래에 있으며, 댐퍼 축에서도 Fig. 4와 같이 허용 진동토크 20.1 kNm 보다 충분히 아래에 있음을 알 수 있다.

위의 경우에서 감쇠계수를 1800 Nm/rad로 변경하였을 때 엔진 shaft 7에 작용하는 비틀림 진동응력은 18.7 N/mm<sup>2</sup>로 변화가 없으나 댐퍼 축에 작용하는 토크는 10에서 10.7 N/mm<sup>2</sup>로 커진다. 반면 감쇠계수를 3000 Nm/rad로 변경하였을 때는 엔진 shaft 7에 작용하는 비

† 이동환 : 한국기계연구원  
E-mail : ldh@kimm.re.kr  
Tel:(042)868-7352, Fax:(042)868-7440

\* 한국기계연구원

\*\* (주) 세영인더스트리

틀림 진동응력은 변화가 없으나 댐퍼 축에 작용하는 토크는 10에서 9.4  $N/mm^2$ 로 작아진다.

또 위의 경우에서 강성계수를 1.5  $MN/rad$ 로 변경하였을 때 엔진 shaft 7에 작용하는 비틀림 진동응력은 18.7  $N/mm^2$ 로 변화가 없으나 댐퍼 축에 작용하는 토크는 10에서 8.0  $N/mm^2$ 로 작아진다.

또 위의 경우에서 1차 관성질량을 2.66  $kgm^2$ 으로 2배 크게 하였을 때 엔진 shaft 7에 작용하는 비틀림 진동응력은 18.7  $N/mm^2$ 에서 18.5  $N/mm^2$ 로 약간 작아지나 댐퍼 축에 작용하는 토크는 거의 변화가 없다. 2차 관성질량을 2.66  $kgm^2$ 으로 20% 크게 하였을 때 엔진 shaft 7에 작용하는 비틀림 진동응력은 18.9  $N/mm^2$ 로 약간 커지며, 1,2차 관성질량을 같은 비율로 20% 크게 할 경우도 거의 같은 경향을 보인다.

#### 4. 결 론

시뮬레이션을 통하여 선정된 설계 파라미터 범위에서 엔진 축과 댐퍼 축 공히 DNV 선급 허용 규제치 이내에서 안전하다.

그런데 설계 파라미터 선정 범위에서 감쇠는 커질수록 댐퍼 축에 걸리는 진동 토크가 작아지나 엔진 축 응력에는 큰 변화가 없다. 강성이 작아지면 펌퍼 축에는 작은 토크가 걸리나 엔진 응력은 커진다. 댐퍼의 1,2차 관성질량은 약간의 증감에 대해서 엔진 축과 댐퍼 축에서 공히 둔감하게 작용한다는 결과를 얻게 되었다.

#### 후 기

본 논문의 내용은 민군겸용기술사업인 “해상/육상 추진 및 발전용 디젤엔진의 비틀림 댐퍼 국산화 개발”의 연구결과 중 일부분입니다.

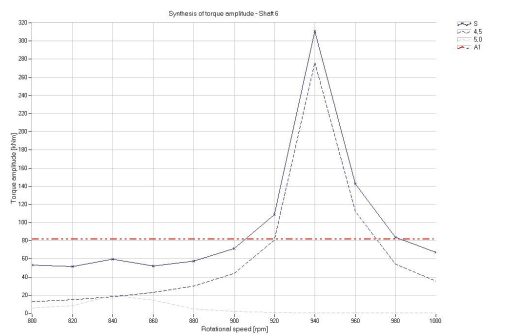


Fig. 1. Maximum torsional stress at the engine shaft (Without Damper)

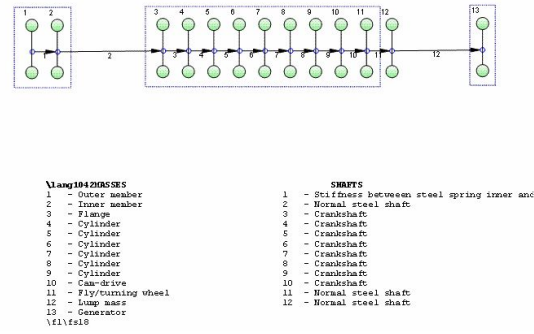


Fig. 2. Torsional vibration analysis model with damper

Table.1 Data of the engine harmonic excitation pressure ( $N/mm^2$ )

차수	P	차수	P	차수	P	차수	P
0.5	0.9502	3.5	0.6108	6.5	0.1549	9.5	0.0333
1	1.4408	4	0.4962	7	0.1137	10	0.0285
1.5	1.1621	4.5	0.3876	7.5	0.0949	10.5	0.0190
2	1.0695	5	0.3185	8	0.0685	11	0.0172
2.5	0.8741	5.5	0.2499	8.5	0.0557	11.5	0.0117
3	0.7502	6	0.1913	9	0.0414	12	0.0112

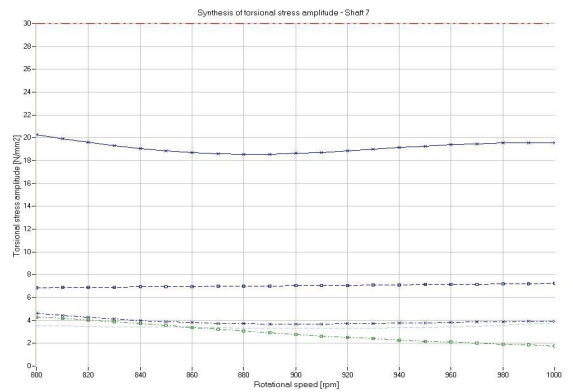


Fig.3. Torsional stress at the engine (shaft 7)

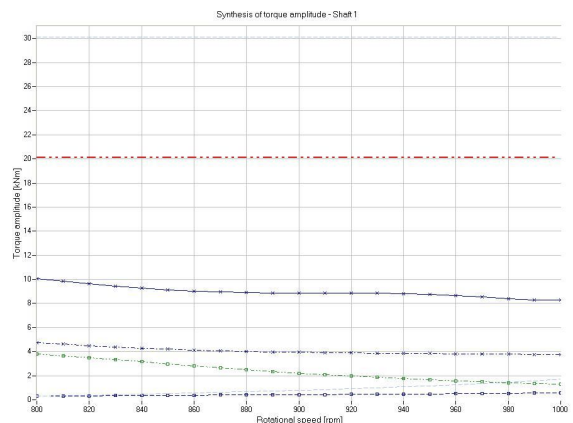


Fig.4. Torque at damper shaft (shaft 1)