강판 스프링형 비틀림 진동댐퍼의 강성설계 연구

A Study on the Stiffness Design for a Steel Spring Torsional Vibration Damper

이 동 환[†] · 정 태 영^{*} · 김 영 철^{*}

D. H. Lee, T. Y. Chung and Y. C. Kim

(Received September 23, 2013 ; Revised October 29, 2013 ; Accepted October 29, 2013)

Key Words : Steel Spring(강판 스프링), Stiffness Design(강성설계), Miniature Model(축소모형), Resonance(공진)

ABSTRACT

Conditions of stiffness for a steel spring torsional vibration damper are difficult and ambiguous. Nevertheless correct estimation of stiffness is essential and important in the damper design for the damper to activate properly in the field. In this paper, to build up the estimation method of steel spring torsional vibration damper a miniaturized model was developed for modelling between a spring and inner star of the damper. The method obtained from the results through the experiment and analysis of it was applied to the prototype torsional damper.

1. 서 론

선박에 설치되는 중대형 디젤엔진에서는 운전 시 엔진 크랭크축에 작용하는 비틀림 응력을 선급이 규제하는 제한치 이내로 유지하기 위해서 거의 필수적으로 강판 스프링형 댐퍼를 사용하고 있다^(1,2). 이때 강판 스프링형 댐퍼는 여러 개의 강판 스프링이 각각 inner star와 outer member 사이에 연결되어 비틀림 상대운동을 하는데 매개 역할을 한다. 그런데 그 연결구조의 경계조건은 매우 복잡하여 해석 모델의 구축이 쉽지 않다.

만일 해석 모델이 정확하지 않아 댐퍼의 고유진동수가 축계의 진동수와 제대로 동조되지 않도록 댐퍼가 잘못 설계되면 실제 운전조건에서 축계의 진동을 제어하지 못하여 댐퍼의 효과를 기대할 수 없게

된다. 그러나 중대형 디젤엔진의 비틀림 진동댐퍼는 크기와 관성질량이 매우 크므로 Lab.차원에서 실험이 불가능한 경우가 많으므로 제작사의 진동계산과 시운전에 의존하고 있다⁽³⁾.

이 연구에서는 댐퍼의 축소모형을 고안 설계하고 실험에 의하여 모형의 공진주파수를 파악한 후 해석 모델의 경계조건을 맞추어가는 시도를 하였다. 그 결과는 강판 스프링형 댐퍼 시작품의 해석결과와 비교 검증하였다.

2. 축소모형의 실험과 해석

2.1 축소모형 실험

(1) 대상 비틀림 진동계

축소모형의 대상인 디젤엔진은 1800kW급 발전용 엔진으로 정격속도가 900 rpm인 4행정 6기통 in-line

[†] Corresponding Author ; Member, Korea Institute of Machinery & Materials

E-mail : ldh@kimm.re.kr

Tel : +82-42-868-7352, Fax : +82-42-868-7440

^{*} Member, Korea Institute of Machinery & Materials

[‡] Recommended by Editor SungSoo Na

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

엔진이다. 이 엔진축계의 크랭크축 허용 비틀림 응력 값은 30 N/mm^2 으로 댐퍼를 사용하지 않았을 때 크랭크축의 응력이 정격 운전속도 부근 주파수 영역에서 허용 비틀림 응력 값에 접하여 위험한 수준이었다. 그러나 축계에 Table 1과 같은 사양의 댐퍼를 부착하였을 때 그 응력 값은 Fig 1과 같은 수준으로 낮아지는데^(4,5) 그 시작품의 형상은 Fig. 2와 같다⁽⁶⁾.

Table1 General specification of the steel spring torsional damper

Contents		Specification
Dimension	Outer member	$\varphi 690 \times 90 \text{ mm}$
	Inner-star	$\varphi 440 \times 49 \text{ mm}$
Weight	Outer member	157 kg _r
	Inner-star	54 kg _r
Mass moment of inertia	Outer member	13.65 kgm ²
	Inner-star	1.66 kgm ²
Number of springs		24 ea

Fig. 1 Torsional stress of shaft 8(with damper)

Fig. 2 Inside view of the steel spring torsional damper

(2) 축소모형

Fig. 2와 같은 강판 스프링 댐퍼는 여러 장의 판 스프링이 외륜(outer member)에 거의 고정되어 지지되어 있고 내륜(inner star)의 홈에는 탄성지지 되어있다. 그림에서 보는 바와 같이 경계조건이 매우 복잡하고 조립 시 공차 관리가 매우 중요하다. 더욱이 강판 스프링형 중대형 댐퍼는 외형질량이 매우 커서 제작 조립된 댐퍼를 공장이나 실험실에서 실험에 의한 공진 동조의 검증을 하기 어렵기 때문에 선급에서도 해석에 의한 검증과 시운전 시 확인에 의존하고 있는 실정이다.

그러나 실험적으로 해석모델을 검증하지 않는다면 댐퍼가 잘못 설계되어 현장의 운전조건에서 댐퍼가 작동하지 않을 수 있다. 이 연구에서는 댐퍼의 강성 해석모델 정립을 위하여 Fig. 3과 같은 축소모형을 설계 제작하고 실험을 통하여 검증하였다. 축소 모형의 사양은 Table 2와 같다.

Fig. 3 Inside view of the miniaturized model of the prototype torsional damper

Table 2 Spec. of miniaturized damper model

Contents	Weight(kg)	Mass moment of inertia(kgm ²)
Inner star	0.66	9.91
Outer ring	1.02	214.79
Mass block	5.58	626.84
Leaf spring	0.12	10.55
Side plate	8.30	996.70
Total	15.69	1858.79

(3) 공진 실험

제작된 축소모형 댐퍼의 공진특성 시험을 위하여 Fig. 4와 같은 비틀림 진동 가진기(torsional actuator)를 사용하였다. 축소모형으로 제작된 댐퍼는 무게가 약 16 kg이고 관성질량이 약 0.2 kgm^2 으로서 원래의 시작품 댐퍼인 질량 211 kg 및 관성질량 14.9 kgm^2 보다 매우 작아 비틀림 진동 가진기로 충분히 공진시험을 할 수 있는 정도이다. Fig. 4에 보이는 축소모형 댐퍼의 구조는 내륜, 외륜, 4쌍의 스프링 및 2개의 측판(side plate)으로 구성되어 있다.

Fig. 4 Torsional actuator for resonant test of miniature damper model

Fig. 5 Resonance test result for a miniaturized model without side plates

Fig. 6 Resonance test for the assembled miniaturized model

공진시험의 결과는 Fig. 5와 Fig. 6과 같다. Fig. 5는 댐퍼의 부품을 모두 조립한 상태에서 실험한 결과이며 공진주파수는 8.6 Hz이다. Fig. 6은 그 중 측판을 하나 제거하고 조립한 상태의 공진시험 결과이어서 공진주파수가 13 Hz로 증가한 것이다. 이들 실험값을 두 가지의 경우로 증가시킨 것은 해석 검증의 정확도를 높이기 위함이다. 해석모델의 강성설계를 위하여 찾아야 할 경계조건의 목적함수이다.

2.2 모델 해석

(1) 경계조건과 해석

해석 모델은 Figs. 7, 8과 같이 실제 작동 현상에 의거하여 축 방향 운동을 구속하고 스프링과 외륜의 결합은 고정조건으로 가정하였다. 해석에는 ANSYS 유한요소 프로그램이 사용되었다. 스프링과 내륜의 경계조건은 2.1절의 공진시험 결과를 근거로 그 지지조건이 Fig. 7과 같이 강판 스프링의 내륜 측 끝단과 내륜이 박판으로 연결되는 조건임이 밝혀졌다.

Fig. 7 Modeling of miniaturized model for resonance tuning

Fig. 8 Boundary condition of miniaturized model for resonance tuning

즉, 모델은 Fig. 8과 같이 내륜의 원주면 전체는 고정(fixed)되고 외륜의 단면은 마찰이 없는 조건으로 축 방향 운동은 구속된다. 스프링과 외륜의 경계 조건은 고정이고 스프링과 내륜의 고정 조건은 두께 0.1 mm의 강 재질의 박판이 스프링과 내륜에 결합되는 것으로 가정하였다. 메쉬(mesh)의 수는 축소모형에서 측판을 제거한 경우 절점 수 40,000개 요소 수 21,000개로 하였고 모두 조립된 축소모형의 경우 절점 수 88,000개 요소 수 30,000개로 하였다. 가진 토크는 실험조건에 맞추어 40 Nm로 외륜에 작용하는 것으로 하였다. 해석 결과는 Fig. 9, Fig. 10과 같이 나타났다.

Fig. 9에서 보듯이 축소모형에서 측판을 제거한 경우의 해석값은 9 Hz로서 실험값 8.6 Hz와 거의 일치하고 모두 조립된 축소모형의 경우는 실험값 13 Hz와 해석값 13 Hz가 완벽히 일치한다. 이를 Table 3에 정리하였다.

(2) 분석

Fig. 9 및 Fig. 10의 모델링 결과를 도출하기까지 파라미터를 변화시키면서 해석을 수행하였는데 주요 설계변수는 스프링과 내륜을 연결하는 박판의 두께와 결합각도였다. 먼저 측판을 제거한 모델의 결합각도의 경우 Fig. 11과 같이 스프링의 길이 방향의 연장선에서 내륜에 부착되는 지점까지의 각도에 따른 고유진동수 변화 추이인데 Fig. 12와 같다. 또한 스프링과 내륜을 연결하는 박판 두께의 변화에 따른

Table 3 Comparison between experiments and calculations of resonances for miniature model

Case	Experiment (Hz)	Calculation (Hz)	Error (%)
Miniature model without side plate	8.6	9.0	4.65
Assembled miniature model	13.0	13.0	0.00

Fig. 9 Node plot for a miniaturized model without side plates

Fig. 10 Node plot for the assembled miniaturized model

Fig. 11 Boundary condition between spring and inner star with steel plate(right: expansion plot)

Fig. 12 Resonance changes according to attaching angles between spring and inner star

Fig. 13 Resonance changes according to the thickness of steel plate between spring and inner star

고유진동수 변화추이는 Fig. 13과 같다.

Fig. 12와 Fig. 13으로부터 스프링과 내륜을 연결하는 강철 박판의 각도는 큰 영향을 끼치지 않지만 두께는 영향이 큰 것을 알 수 있다. 박판의 두께가 0.2 mm이하인 경우에 실험에서 보여주는 공진 8.6 Hz에 근사하는 것으로 나타났다. 최종 모델 해석에서는 박판의 두께 0.1 mm를 사용되었다.

3. 시작품 댐퍼의 강성 해석

3.1 시작품 댐퍼 모델링

(1) 시작품의 형상

2.1절 Table 1에서 보이는 사양과 같은 시작품 댐퍼는 외륜에 해당하는 outer ring, 2개의 side plate, 24개의 mass block과 내륜에 해당하는 inner star 그리고 24개의 강관 스프링으로 구성되며 그 형상은 Fig. 14와 같다. 내륜과 외륜 간의 틈새는 오일로 채워지는데 댐핑을 결정하는 중요한 설계인자이며 설계 목표치에 따라 달라진다.

Fig. 14 Out view of a prototype torsional damper

Fig. 15 Spring of a prototype torsional damper

Mass block은 2개의 side plate 볼트로 단단히 결합되고 외륜과 내륜은 강판 스프링을 매개로 연결되어 있다. 강판 스프링의 외륜측은 외륜과 열박음으로 단단히 고정되고 판스프링의 내륜측은 내륜의 홈에 탄성적으로 지지되어 있다. 이때 스프링은 Fig. 15와 같은 형상으로써 내륜측 홈에 π (시옷)자 형태로 지지된다.

(2) 시작품의 모델링

2장의 축소모델에서 개발된 경계조건 및 구속조건을 시작품에 유사하게 적용하면 Fig. 16 및 Fig. 17의 형상을 보인다. 이때 내륜과 스프링을 연결하는 박막의 두께는 0.1 mm이며 24개의 스프링이 Fig. 15와 같이 π (시옷)자로 찢어져 있으므로 박막은 그

Fig. 16 Connection between inner star and springs with steel membranes

Fig. 17 FEM model of a prototype

두 배인 48개로 내륜에 연결되는 구조를 가진다.

경계조건은 축소모델의 경우와 유사하게 Fig. 18과 같다. 즉, 내륜의 면 전체를 고정(fixed)하고 외륜면은 마찰이 없다는 조건을 가정하여 축 방향 운동을 구속하였다. 스프링과 내륜의 고정 조건은 두께 0.1 mm의 강 재질의 박판이 스프링과 내륜에 결합되는 것으로 하였다. 시작품 모델의 메쉬(mesh)의 수는 절점 수 118,000개 요소 수 59,000개로 하였고 가진 토크는 실제 작용하는 10 kNm로 외륜에 작용하는 것으로 하였다.

3.2 해석과 고찰

Fig. 19는 해석결과 스프링-점성 비틀림 진동댐퍼의 동조 공진진동수는 60.77 Hz임을 보여준다. 이 값과 Table 1의 외륜 관성질량 값 13.65 kgm²을 사용하여 식 (1)과 같이 시작품 댐퍼의 강성 값을 산

Fig. 18 Boundary condition of prototype torsional vibration damper

Fig. 19 Mode shape of prototype torsional vibration damper

Fig. 20 Bode plot of prototype torsional vibration damper

출할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 k_{\theta} &= \omega_0^2 \times J_{outer\ member} \\
 &= (2 \times \pi \times 60.77)^2 \times 13.65 \\
 &= 1.98 \text{ MNm/rad}
 \end{aligned} \quad (1)$$

이는 Table 1의 시작품 댐퍼의 강성 사양인 2 MNm/rad과 1%이내의 오차로 일치하는 값을 알 수 있다. 60.77 Hz는 대상엔진 축계의 2절 4.5차 성분에 해당하며 이 진동수로 동조할 경우 모든 운전 영역에서 엔진 크랭크축의 허용 비틀림 진동응력 이내로 유지시킬 수 있다.

3. 결 론

강판 스프링형 중대형 비틀림 댐퍼가 축계의 실제 운전속도에서 반드시 작동되기 위해서는 추진축 계와의 강성 동조설계가 매우 중요하다.

일반적으로 해석 및 설계에 의거한 모델을 제작하고 그것을 검증하는 것이 보편적이다. 그러나 이 논문에서는 실험이 어려운 대형 댐퍼의 특수한 결합조건에 대한 강성 동조 모델의 개발을 위하여 Lab 실험이 가능한 축소모형을 설계·제작하고 실험 및 해석을 통하여 결합조건의 모델링 기법을 정립한 후 시작품 설계에의 적용을 시도하였다. 그 결과를 시작품 댐퍼에 적용하여 시작품 설계사양과 비교한 결과 강성 값은 1% 이내의 오차로 일치하였다.

이 연구에서 개발된 이론은 다양한 크기의 강판 스프링형 비틀림 진동댐퍼 설계에 적용될 수 있다.

후 기

이 연구논문은 산업기술연구회에서 시행한 주요 연구사업의 내용 중 일부입니다.

References

- (1) Lee, D. C. et al., 2009, A Study on the Torsional Vibration Characteristics of Super Large Two Stroke Low Speed Diesel Engines with Tuning Damper, Transaction of Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 1, pp. 64~75.
- (2) IACS(International Association of Classification Societies), 1984, Permissible Limits of Stress Due to Torsional Vibration for Intermediate, Thrust and Propeller Shaft, IACS Rule Book M48.
- (3) Torsten, P., 2007, Parametric Identification of Torsional Vibration by Modern Measurement and Calculation Methods, CIMAC Congress, Vienna, Paper No. 130, pp. 2~3.
- (4) Lee, D. H. et al., 2010, Study on the Parameter Decision of Spring-viscous Dampers for the Torsional Vibration Reduction of Diesel Engine Shafting System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 15, pp. 1168~1175.
- (5) Lee D. H. et al., 2010, Estimation of Dynamic Characteristics on the Torsional Vibration Spring-viscous Damper, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 469~470.
- (6) Lee, D. H. et al., 2010, Development of Torsional Vibration Damper for Diesel Engine Propulsion and Generator System, KIMM-MKE Report, 08-DU-MC-01, pp. 15~21.

Dong-hwan Lee received his Ph.D. from Dept. of Mechanical, Rotor-dynamics at Busan National University in 1999. He has worked at Korea Institute of Machinery and Materials from 1982. His research interests include vibrational design of rotor shaft systems and energy harvesting devices.