

수송기계의 축계 비틀림 점성 댐퍼 개발 및 시험평가

The Development and Experimental Validation of Torsional Viscosity Damper for Shaft System of Transporting Machine

김경배* · 홍도관** · 심재준*** · 이상석*** · 정영덕**** · 안찬우†
Gyeong-Bae Kim*, Do-Kwan Hong, Jae-Joon Shim**, Sang-Suk Lee**, Young-Duk Jung** and Chang-Woo Ahn†**

1. 서 론

일반적으로 자동차의 크랭크 샤프트는 각 실린더의 동력 행정에서 얻어지는 피스톤의 직선 운동을 회전 운동으로 바꾸어 엔진의 출력을 외부에 전달하는 일을 한다. 이러한 크랭크 샤프트는 주기적으로 큰 하중을 받으며 회전하기 때문에 비틀림 진동을 수반하게 된다. 크랭크 샤프트의 비틀림 진동은 추진축계의 절손사고를 일으키는 주원인이 되고 있어 설계하는 단계에서부터 이에 대한 종합적인 검토와 방진 대책이 요구되고 있다. 크랭크 샤프트의 비틀림 진동을 억제하기 위한 방법으로는 비틀림 점성 댐퍼를 장착하는 것이 일반적이다⁽¹⁾. 비틀림 점성 댐퍼의 주된 기능은 크랭크 샤프트의 진동모드를 변화시켜 공진 회전을 운전범위 밖으로 공진점을 이동시키는 것과 진동 에너지를 열로 변화시켜 발산시키는 것이다.

본 논문에서는 개발 점성 댐퍼를 자체 제작하여 상용 비틀림 점성 댐퍼 성능을 비교하기 위해 개발 댐퍼와 상용 댐퍼를 각각 적용하여 엔진 다이내모에서 발생하는 소음, 진동을 측정, 비교하여 개발 비틀림 점성 댐퍼의 성능평가를 수행하였다.

2. 소음진동 측정 및 분석방법

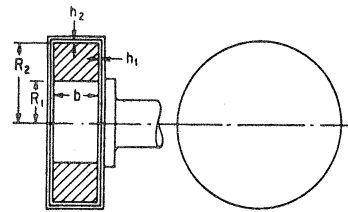
2.1 자동차엔진에 의한 가진주파수

엔진의 회전수에 따른 폭발횟수와 관련된 엔진 가진진동수 계산식은 다음과 같다.

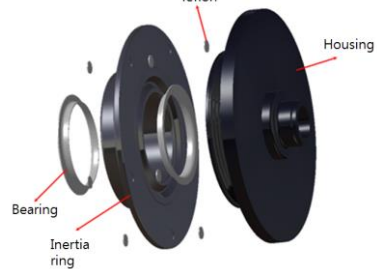
$$f = \frac{N}{60} \times \frac{2}{C} \times N_c \quad (1)$$

여기서, f 는 가진 진동수, N 은 엔진의 회전수(rpm), C 는 사이클 수, N_c 는 실린더 수를 나타낸다. 엔진의 운전속도에 따라서 가진주파수가 변화되며, 가진주파수에서 발생하는 소음 및 진동값으로 평가를 수행하였다.

2.2 비틀림 댐퍼 개발



(a) Houdaille type



(b) Parts of damper



(c) Commercial product (d) Prototype

Fig. 1 Torsional viscosity damper

† 교신저자; 정회원, 동아대학교 기계공학과
 E-mail : cwahn@dau.ac.kr
 Tel : 051)200-7643, Fax : 051)200-7635
 * 동아대학교 일반대학원
 ** 한국전기연구원 전동력연구센터
 *** 부산과학기술대학교 자동차계열
 **** ㈜로프트

크랭크 샤프트에 주로 사용되는 감쇠기는 Fig. 1과 같이 축에서 자유롭게 회전하는 디스크와 하우스 사이의 점성계수는 μ 인 실리콘 기름으로 채워져 있으며 Houdaille 형태이다. 또한, Fig. 1의 (b)는 댐퍼에 들어가는 구성품을 나타내고, Fig. 1의 (c)는 기존에 사용되는 상용품과 개발품을 나타낸다.

2.2 엔진 다이내모 진동측정

(1) 엔진지지부 및 변속기지지부 진동측정

비틀림 댐퍼의 특성을 평가하기 위해서 엔진 다이내모에서 엔진 지지부 양쪽에 3축 가속도계를 부착하고 1,000~4,000rpm까지 속도를 변화시키면서 진동신호를 레코딩을 하였으며 FFT(Fast Fourier Transform) 분석을 통해 주파수 피크 성분들을 검출하였다. Fig. 2는 엔진 다이내모를 나타낸다. 비틀림 점성 댐퍼는 상용 댐퍼와 개발 댐퍼를 적용하였으며, 두 모델을 비교분석하기 위하여 가진주파수에 서 발생하는 진동값을 비교 분석하였다.



Fig. 2 Noise and vibration measurement of engine dynamo

(2) 오더 트래킹

회전속도에 따라서 오더(차수)분석을 수행하였다.

Fig 2와 같이 비틀림 점성 댐퍼에 반사테이프를 부착하고 타코미터를 설치하였다. 3축센서를 엔진 지지부에 부착하고 엔진 가속에 의한 속도변화에 따라서 오더분석을 수행하였다.

2.3 소음측정

마이크로폰을 엔진다이내모의 측면으로부터 1m 떨어진 위치에 삼각대로 고정해두고, 엔진 가속에 의한 속도변화에 따라서 소음측정을 수행하였다. 엔진 가진주파수에 해당되는 구간별 소음을 1/24 옥타브 분석을 통해 음압레벨로 나타낸다.

3. 소음진동 측정결과 및 고찰

3.1 상용 댐퍼

자동차엔진에 의한 가진이 자동차가 받는 진동원의 큰 부분을 차지한다.

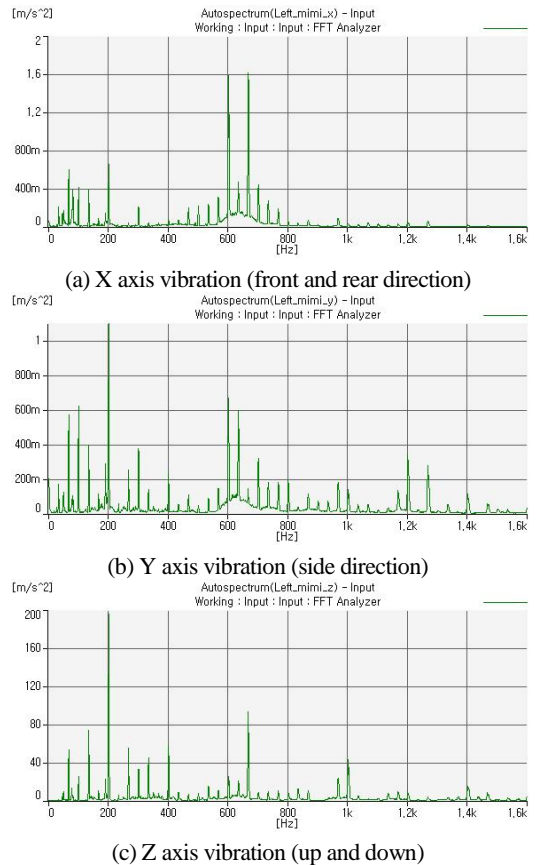


Fig. 3 FFT of tri-axial accelerometer using commercial product (4,000rpm)

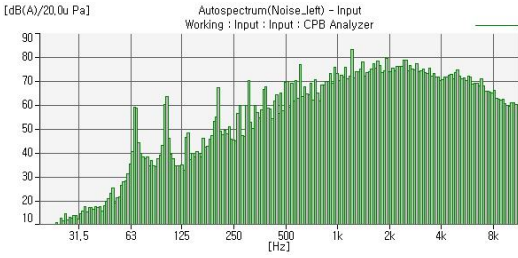


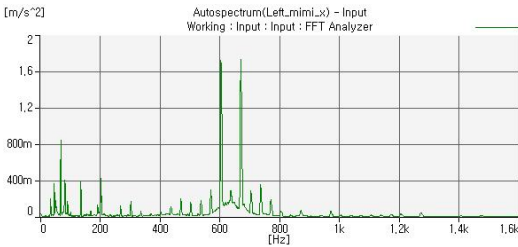
Fig. 4 1/24 octave analysis commercial product (4,000rpm)

비틀림 점성 댐퍼에 의해서 비틀림 진동이 저감되고, 그 결과로 엔진 다이내모에 발생하는 진동도 저감되기 때문에 상용 댐퍼와 개발 댐퍼를 상호 비교, 분석하였다.

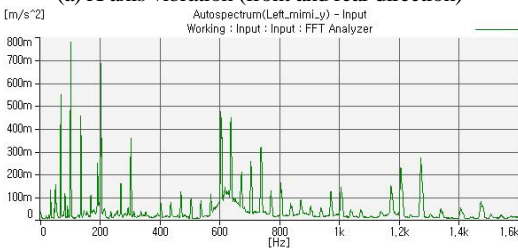
Fig. 3은 엔진의 4,000rpm 구동 시 엔진 마운트에서 측정된 3축 진동가속도 신호를 FFT한 주파수 스펙트럼을 나타낸다. 진동 피크는 엔진에 의한 가진 주파수 성분들과 다이내모 시스템 프레임의 고유진동수, 벨트, 베어링 등의 성분이 포함되어 있다. 주된 성분들은 엔진 구동에 의한 가진주파수이다. Fig. 4는 마이크로폰으로 측정된 소음신호를 1/24 옥타브 분석한 결과이고, 엔진 가진주파수에 해당되는 구간별 소음을 1/24 옥타브 분석을 통해 음압레벨로 나타낸다.

3.2 개발 댐퍼

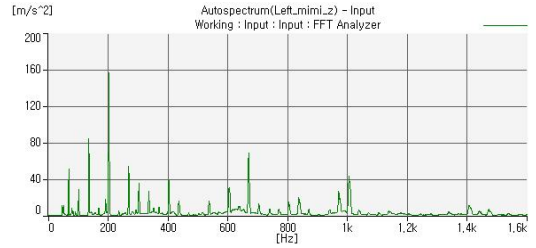
Fig. 5와 6도 마찬가지로 상용 댐퍼를 이용한 결과와 같이 4,000rpm에서 개발 댐퍼의 소음 및 진동 시험결과를 나타낸다.



(a) X axis vibration (front and rear direction)



(b) Y axis vibration (side direction)



(c) Z axis vibration (up and down)

Fig. 5 FFT of tri-axial accelerometer using prototype (4,000rpm)

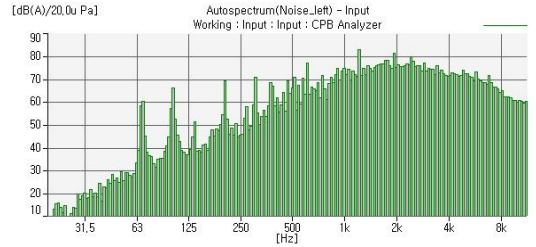


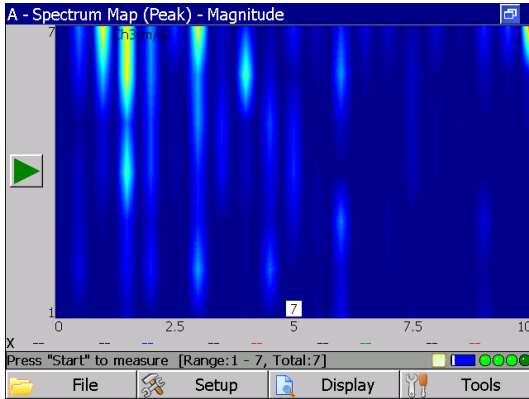
Fig. 6 1/24 octave analysis using prototype (4,000rpm)

Table 1 Comparison noise and vibration by commercial product with prototype (1,000~4,000rpm)

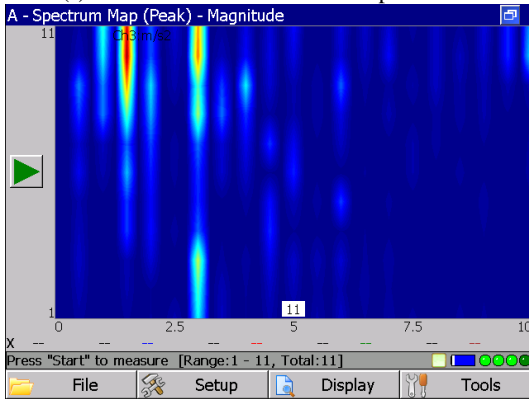
Speed (rpm)	Model	X axis (m/s ²)	Y axis (m/s ²)	Z axis (m/s ²)	Noise (dB(A))
1,000	Commercial	0.713	0.329	23.20	68.28
	prototype	0.612	0.312	22.43	68.73
1,500	Commercial	0.169	0.153	22.56	69.31
	prototype	0.128	0.130	20.52	70.29
2,000	Commercial	1.194	0.660	61.33	75.19
	prototype	0.494	0.546	53.97	76.45
2,500	Commercial	1.205	0.795	70.14	75.25
	prototype	1.089	0.823	59.54	75.64
3,000	Commercial	1.683	0.997	164.9	77.76
	prototype	1.824	1.150	152.2	78.41
3,500	Commercial	1.201	3.087	101.1	80.67
	prototype	1.134	2.466	97.33	79.98
4,000	Commercial	2.389	2.696	348.68	86.69
	prototype	2.474	1.888	323.4	85.16

Table 1은 엔진 속도가 1,000~4,000rpm 구동 시 상용 댐퍼와 개발 댐퍼의 소음 및 진동 측정결과를 나타낸다. 1.6kHz까지 엔진 가진주파수의 하모닉 성분들을 모두 합쳐서 소음, 진동 결과를 나타내었다. 엔진 속도가 1,000~4,000rpm 사이에 가진 주파수를 주로 분석해보면 진동 같은 경우는 엔진

가진주파수의 1X 성분이 주되게 나타났으며, 소음의 경우는 6차 및 7차 오더 성분이 지배적으로 나타났다. Fig. 7은 오더 트래킹 결과를 나타낸다. 엔진 속도 run up 시 진동신호의 오더 성분을 분석한 결과 1차 성분이 지배적이며 상대적으로 3차 성분이 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다.



(a) Z axis vibration of commercial product



(b) Z axis vibration of prototype

Fig. 7 Order tracking by vibration (1,000~4,000rpm)

4. 결 론

본 논문에서는 개발 점성 댐퍼를 자체 제작하여 상용 비틀림 점성 댐퍼 성능을 비교하기 위해 개발 댐퍼와 상용 댐퍼를 각각 적용하여 엔진 다이내모에서 발생하는 소음, 진동을 측정, 비교하여 개발 비틀림 점성 댐퍼의 성능평가를 수행하였다.

엔진 속도가 1,000~4,000rpm 구동 시 1.6kHz까지 엔진 가진주파수의 하모닉 성분들을 모두 합쳐서 소음 및 진동 결과를 비교해본 결과, 엔진의 가진주파수에서 상용 댐퍼에 비해서 점도가 더 높은 개발 댐퍼는 진동의 경우 전반적으로 약간 향상되었으며, 소음의 크기는 비슷하게 나타났다.

향후 비틀림 진동을 측정하는 센서를 활용하여 상용 댐퍼와 개발 댐퍼의 비틀림 진동 속도를 측정하여 평가하고자 한다.

후 기

이 논문은 동아대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- (1) Christian G. Goohs, "Torsional Vibrations in Diesel Engine", General Motors Engineering Journal, Nov. -Dec., 1953.