

● 연구 논문

고속엔진축계용 점성 비틀림진동감쇠기의 성능해석 및 실험

양보석* · 정태영** · 김경득*** · 김동조*

A Performance Analysis and Experiment of Viscous Torsional Vibration Damper for High Speed Engine Shaft System

B. S. Yang*, T. Y. Jeong**, K. D. Kim*** and D. J. Kim*

Key Words : Torsional Vibration(비틀림진동), Viscous Damper(점성감쇠기), Complex Damping Coefficient(복소감쇠계수), Hooke Joint(만능 이음), Equivalent Two-Degrees-of-Freedom(등가 2자유도), Durability(내구신뢰성)

Abstract

In general, crankshafts which are used in internal combustion reciprocating engines are subjects to high torsional vibration. Therefore, a damper is often used to minimize the torsional vibration in reciprocating engines.

In this paper, in order to investigate damping performance of viscous damper, the real effective viscosity and complex damping coefficient of silicone oil, and the effective inertia moment of inertia ring are calculated considering the relative motion between damper casing and inertia ring. Based on these results multi-cylinder shaft is modeled into equivalent 2-degree of freedom system and optimum condition is estimated by calculating the amplification factor of viscous damper. Also the test damper was manufactured according to the result of theoretical investigation, the performance and durability was ascertained through experimental examination.

1. 서 론

엔진의 크랭크축계는 복잡한 형상을 갖고 있고, 비틀림진동, 굽힘진동, 종진동 및 이의 연성 진동이 발생할 수 있다. 이러한 진동 중에서도

크랭크축계의 피로파손에 심각한 영향을 미치는 것은 비틀림진동이다.

이 비틀림진동은 왕복동 내연기관의 토크변동에 의해 여기되며, 소형엔진의 통상 사용회전수 영역내에서의 공진을 사실상 피할 수 없다. 또한

* 부경대학교 기계공학과

** 부경대학교 산업대학원

*** 부경대학교 대학원

비틀림진동은 실린더 블록, 크랭크폴러 및 치차로부터 소음을 발생시키며, 저소음 엔진개발을 위해서는 설계단계에서부터 충분히 검토하여야 할 중요한 문제로 되고 있다¹⁾. 비틀림 진동 감쇠기(torsional vibration damper)는 축계의 진동진폭을 적극적으로 억제하는 방법으로 최종적인 수단으로 이용되고 있다^{2,3)}. 최근 차량용엔진의 크랭크축에는 비틀림과 굽힘진동의 연성에 따른 주베어링부에서의 가진에 의한 진동, 소음문제도 고려되고 비틀림진동의 저감레벨 목표치는 낮아지고 있다. 또한 출력향상을 위하여 과급화함으로써 평균유효압력의 향상에 따른 크랭크축에의 가진력도 증가하는 경향이다. 이러한 엄격한 요구에 대응하기 위해 0.1~1.0 m²/s의 고점도의 실리콘유를 이용한 점성감쇠기가 사용되기 시작하고 있다. 고점도 실리콘유는 단지 전단변형에 의한 감쇠기능의 향상 뿐만 아니라 탄성과 감쇠를 조합한 복소감쇠⁴⁾로서의 기능을 가지고 있다. 종래의 연구결과는 복소감쇠특성을 무시하거나^{6,7)}, 비교적 낮은 저점도의 실리콘유특성⁸⁾을 고려한 점성감쇠기의 최적조건을 이용하여 감쇠기의 감쇠성능을 평가하고 있으나, 고점도의 실리콘유를 사용하는 경우는 탄성과 감쇠를 조합하여 최적조건을 검토하고, 이에 의한 제진성능을 조사할 필요가 있다.

본 연구에서는 온도에 의한 점도변화율이 극히 적은 고분자, 고점도 실리콘유를 이용한 감쇠기의 최적설계를 위해 작동조건으로서 작동유의 실효점도를 추정하고 복소감쇠계수를 평가하였다. 이 결과를 토대로 다실린더 축계를 등가 2자유도계로 고려하여 감쇠기의 동적배율을 계산하고 감쇠기의 최적조건을 산정하여 감쇠기의 형상과 실리콘유의 점도를 결정하였다. 그리고 이론적으로 검토된 결과에 따라 진동감쇠기의 시작품을 설계·제작하고, 이 감쇠기의 내구 신뢰성과 제진성능을 검토하기위해 단체 가진장치로 Hooke Joint식 시험기를 설계·제작하여 실리콘유의 동점도 종류와 조인트각의 변화에 따른 성능평가 및 장시간 내구 신뢰성시험을 수행하여 그 유용성을 확인하였다.

2. 등가 2자유도계의 이론 해석

감쇠기의 탄성항을 고려한 고점도 점성감쇠기의 특성을 검토하기위해 등가 2자유도계에 대한 이론해석을 수행한다.

2.1 실리콘유의 복소감쇠 표현

실리콘유는 전단변형속도가 클 때는 Newton의 가설에 따르지 않는 비Newton 유체이다. 고점도의 실리콘유는 점성유체 뿐만 아니라 탄성체가 가까운 거동을 한다. 이러한 특성을 고려해서 실리콘유의 감쇠를 복소감쇠로 취급하면 다음과 같이 나타낼 수 있다¹⁾.

$$C^* = C_d - j \frac{K_d}{\omega} \tag{1}$$

여기서 K_d 와 C_d 는 점성감쇠기의 강성계수와 감쇠계수로서 복소감쇠계수 C^* 의 허수와 실수부에 대응한다. 그리고 ω 는 가진진동수, j 는 허수($=\sqrt{-1}$)이다.

또한, 복소감쇠의 실수부와 허수부의 관계식을 무차원으로 나타내면

$$\overline{K_d} = a f^{m'} \overline{C_d} \tag{2}$$

이다.

여기서 f 는 외력진동수(Hz), a 와 m' 는 $\overline{C_d}$ 의 함수로 나타내어지는 실험정수⁴⁾이고 Curve fitting을 이용하여 $\overline{C_d}$ 와 a , m' 의 관계식을 구하면 다음과 같다.

$$a = 9.066 \times 10^{-4} \overline{C_d}^{-2.91749} \tag{3}$$

$$m' = -0.85133 + 4.97073 \overline{C_d} - 3.93651 \overline{C_d}^2 + 1.69469 \overline{C_d}^3 - 0.28677 \overline{C_d}^4 \tag{4}$$

따라서, 복소감쇠의 실수부와 허수부 관계식을 고려하여 최대진동진폭비 값이 최소가 될 수 있도록 최적의 감쇠계수와 강성계수를 구하고 등가

2자유도계에 대한 해석을 수행한다.

2.2 이론해석

실제 엔진의 크랭크축계는 다질량 비틀림 진동계로 구성되는 다자유도계이지만, 점성감쇠기를 부착한 엔진의 크랭크축계를 Fig. 1과 같이 점성 비틀림 감쇠기와 엔진부분만의 집중 질량계의 2자유도계 모델로 간략화시킬 수가 있다. 여기서 K_e 와 C_e 는 엔진의 강성계수와 감쇠계수를 나타낸다.

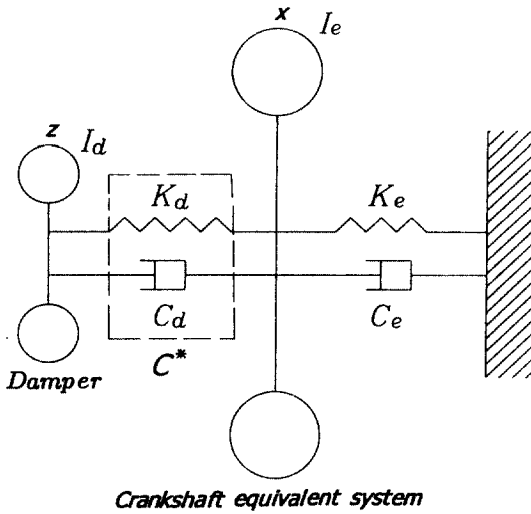


Fig. 1 Modeling of equivalent 2 D.O.F system

Fig. 1에서 엔진의 등가관성모멘트 I_e 와 감쇠기의 관성모멘트 I_d 에 Newton의 법칙을 적용하여 운동방정식을 구하면

$$I_e \ddot{x} + C_e \dot{x} + K_e x - C_d (\dot{z} - \dot{x}) - K_d (z - x) = f e^{j\omega t} \quad (5)$$

$$I_d \ddot{z} + C_d (\dot{z} - \dot{x}) + K_d (z - x) = 0 \quad (6)$$

여기서 무차원 파라미터

$$\begin{aligned} \omega_e &= \sqrt{K_e/I_e}, \quad \omega_d = \sqrt{K_d/I_d}, \quad \eta_e = C_e/I_e \omega_e, \\ \eta_d &= C_d/I_d \omega_d, \quad c = C_d/C_e, \quad k = K_d/K_e, \\ x_{st} &= f/K_e \end{aligned}$$

와 상대각변위 $y = z - x$ 를 이용하면, 식(5)와 식

(6)은 각각 다음과 같이 된다.

$$\ddot{x} + \eta_e \omega_e \dot{x} + \omega_e^2 x - \eta_e \omega_e c \dot{y} - k \omega_e^2 y = x_{st} \omega_e^2 e^{j\omega t} \quad (7)$$

$$\ddot{y} + \dot{y} + \eta_d \omega_d \dot{y} + \omega_d^2 y = 0 \quad (8)$$

이 방정식의 해를 $x = \bar{X} e^{j\omega t}$, $y = \bar{Y} e^{j\omega t}$ 로 가정하여 상기식들에 대입한 후 $X = \bar{X}/x_{st}$, $Y = \bar{Y}/x_{st}$, $p = \omega/\omega_e$, $\Omega = \omega_d/\omega_e$, $m = I_d/I_e$ 를 이용하여 X, Y 의 절대값을 구하면 다음과 같이 된다.

$$|X| = \frac{[(AC + BD)^2 + j(BC - AD)]^{1/2}}{C^2 + D^2} \quad (9)$$

$$|Y| = \frac{p^2 (C^2 + D^2)^{1/2}}{C^2 + D^2} \quad (10)$$

여기서

$$A = \Omega^2 - p^2, \quad B = p \eta_e \frac{c}{m}$$

$$C = p^4 - [1 + \Omega^2(1 + m) + \eta_e^2 \frac{c}{m}] p^2 + \Omega^2$$

$$D = -\eta_e (1 + \frac{c}{m} (1 + m)) p^3 + \eta_e (\Omega^2 + \frac{c}{m}) p$$

식(9)와 식(10)은 각각 엔진과 감쇠기의 동적확대율을 나타내는 식으로서 m, k, c, p, η_e 의 5개 파라미터 함수로 표현된다.

2.3 수치계산 결과

점성감쇠기의 강성과 감쇠계수비의 변화에 따른 엔진진폭비의 변화경향을 알아보기 위하여 4사이클 디젤엔진을 대상으로하여 수치계산을 수행하였다.

Fig. 2는 계산의 한 예로서 질량비 $m=0.228$, 엔진감쇠비 $\eta_e=0.035$ 를 사용하여 계산하였을 때, 가진진동수비에 대한 진동진폭비를 나타낸 것이다. 감쇠계수비 c 를 1.0에서 7.0까지 변화시켰을 때, 감쇠기 강성비를 무시한 경우($k=0.0$)와 고려한 경우($k=0.05$)에 대한 그림이다. 그림에서 감쇠기의 강성을 고려한 경우 동일한 감쇠계수비에서

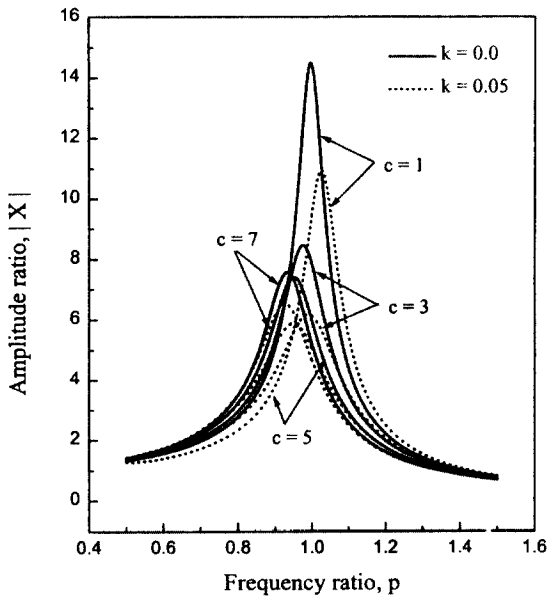


Fig. 2 Amplitude ratio relative to exciting frequency ratio

도 진동진폭비가 크게 감소됨을 알 수 있고, 또한 감쇠계수비를 증가시킬수록 진동진폭비는 감소하고 있다. 이는 고점도의 실리콘유를 사용하는 경우, 감쇠기를 강성계수를 고려한 복소감쇠기로 평가하여 최적화를 수행하여야 함을 의미한다.

Fig. 3은 크랭크축 선단의 비틀림진폭비(X)를 수직축에 가진주파수비(p)를 수평축으로 하여 비틀림 공진피크점의 진폭비를 감쇠계수비와 강성계수비의 파라미터로 나타낸 것이다. 여기서는 모든 파라미터를 무차원화하고 있고, 감쇠기의 질량비 $m (=I_d/I_e)$ 이 0.2, 엔진감쇠비 $\eta_e = 0.03$ 인 경우의 분포도이다. 각 피크점은 강성계수비 $k (=K_d/K_e)$, 감쇠계수비 $c (=C_d/C_e)$ 를 가변파라미터로 하고 있다. 그림 중에서 $k=0$ 의 궤적은 감쇠기의 탄성항, 즉 강성계수를 무시한 종래의 단순점성감쇠기를 고려한 경우를 나타낸다. 이 경우 탄성항이 없기 때문에 진동모드는 하나이고, 감쇠계수비가 증가할수록 공진진폭비는 급격히 감소하여 $c=5$ 부근에서 가장 낮은 최적감쇠비를 나타내고, 이는 종래의 연구결과와 잘 일치하고 있다. 탄성항을 고려한 ($k \neq 0$) 복소감쇠의 점성감쇠기에

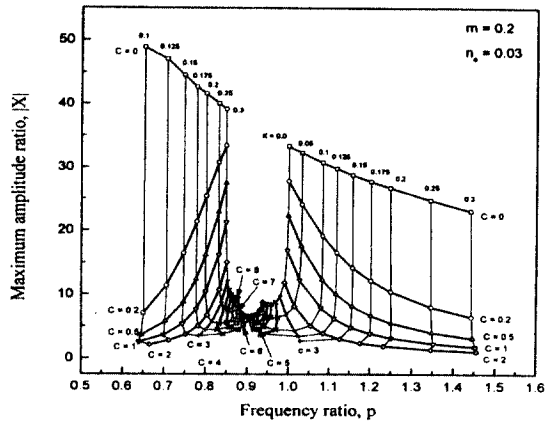


Fig. 3 Maximum resonance peak diagram

서는 감쇠계수비가 증가할수록 $k=0$ 의 궤적에 접근하는 좌우 2개의 모드를 가지고 있다. 그리고 강성계수비가 증가할수록 최적감쇠비가 단순점성감쇠기의 경우보다 증가하는 경향을 보이고 있다.

3. 감쇠기의 성능과 내구신뢰성 확인 실험

3.1 감쇠기의 시제작

점성감쇠기의 적용 및 기본적인 제작능력을 검토하기 위해 과거실적치를 기초로 상기 연구결과에 따라 최적설계된 감쇠기를 업체에 의뢰하여 시제작하였고, 시제작된 공시감쇠기의 개략도를 Fig. 4에, 그리고 그 주요제원을 Table 1에 나타내었다.

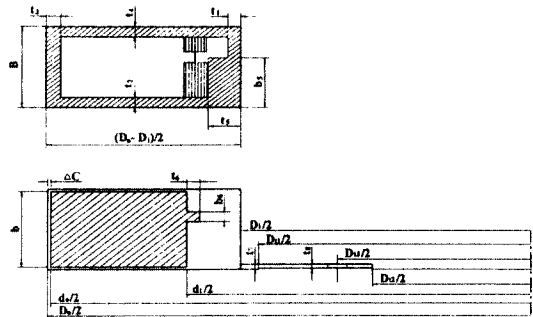


Fig. 4 Schematic diagram of test damper

Table. 1 Dimensions of test viscous damper

(unit : mm)		
	Experience data	Test damper
D_o	310.0	310.0
D_i	180.5	169.2
d_o	300.8 - $\Delta C \times 2$	295.0
d_i	214.7	183.4
B	33.0	40.0
b	24.0 - $\Delta C \times 2$	28.8
ΔC	0.3	0.3

3.2 감쇠기 제진성능과 내구신뢰성 검토

시제작된 진동감쇠기의 성능과 내구신뢰성을 검토하기 위하여 단체 가진장치로 Fig. 5와 같은 Hooke Joint식 실험장치를 설계·제작하여 점성 감쇠기의 강제실험을 실시하였다. 내구조건으로서 감쇠기의 표면온도가 감쇠기의 허용온도가 되도록 조인트의 각도로서 설정한다. Motor의 회전수를 일정으로하여 연속 장시간 내구 시험을 실시하고, 시험중 일정시간마다 비접촉식 온도계에 의해 감쇠기의 표면온도를 계측하고 또한 비접촉식 와전류 변위계를 이용하여 비틀림 진동변위를 측정하여 진폭 변화율을 조사하였다. 그리고 성능평가 실험으로서 감쇠기를 부착하였을 때의 공진점에서의 비틀림 진폭특성을 조사하여 감쇠기의 제진성능을 확인하였다.

3.2.1 실험장치

본 실험장치는 Fig. 5와 같이 좌측단으로부터 풀리(pulley), 2개의 플라이 휠(flywheel), 그리고 Hooke Joint와 감쇠기가 부착된 축 사이를 연결시켜주는 커플링(coupling)과 우측단의 비틀림 점성감쇠기로 구성되어 있다. 구동은 최대출력 3.75kW인 3상유도전동기를 사용하고 전동기에 부착된 풀리로부터 V 벨트로 연결하여 계를 구동시킨다. 그리고 인버터를 이용하여 회전속도를 0 ~ 3000rpm까지 연속시켰다.

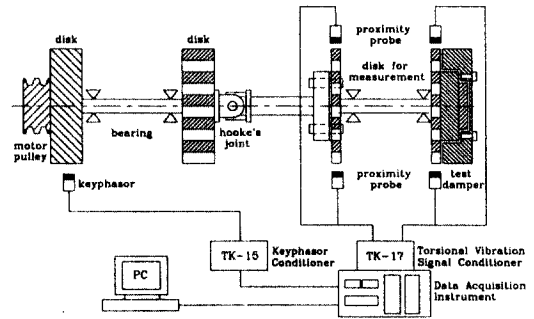


Fig. 5 Schematic diagram of torsional vibration experiment unit

3.2.2 측정장치

본 실험에 사용한 측정장치의 개략도는 Fig. 5와 같이 실험용 회전축의 좌우측단에 정밀하게 가공된 기어로 구성된 원판을 부착하고, 이곳에 2개의 와전류형 비접촉식 변위센서(proximeter)를 서로 반대방향으로 설치하여 출력신호를 Torsional Vibration Signal Conditioner (Tk-17)를 통하여 Data Acquisition Instrument (Bently Nevada사 제품)를 이용하여 원판의 비틀림 진동변위를, 그리고 Keyphasor를 이용하여 축의 회전속도를 측정하고, 이를 컴퓨터(PC)에서 각종 graph를 구성하고 출력하였다.

3.2.3 실험방법

공진영역인 2400cpm 부근에서 감쇠기의 동점도를 바꿔가며, 그리고 Hooke Joint의 교차각을 변화시키면서 감쇠기의 성능을 평가하였다. 감쇠기의 종류로는 작동유로 봉입되는 실리콘유의 동점도가 서로 다른 아래의 감쇠기로 실험을 수행하였다.

- 1) 독일 H&W사 제품 : 300,000 cSt
- 2) 실리콘유의 동점도 : 10,630 cSt, 150,000 cSt, 300,000 cSt

또한 감쇠기의 내구신뢰도를 평가하기 위해서 실험장치를 1200cpm에서 6시간 지속 운전하며 감쇠기 표면의 온도변화를 측정하였다. 감쇠기내에 충전된 실리콘유의 온도를 직접 측정할 수 없기 때문에, 본 실험에서는 비접촉식 레이저 온도

계(Raytek Inc., RAYR2PLTSC)를 이용하여 감쇠기의 표면온도를 계측하고 실내온도와의 차를 이용하여 검토하였다. 내구성실험에서는 동점도가 300,000 cSt인 감쇠기를 이용하였다.

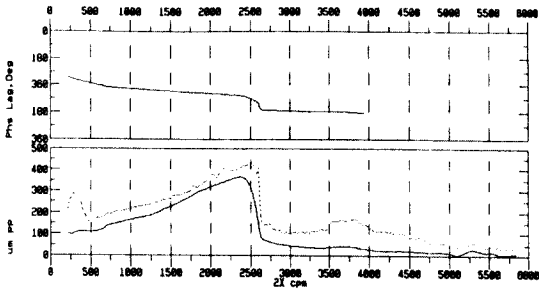
3.2.4 실험결과 및 고찰

Fig. 6과 Fig. 7은 실험장치 축계의 비틀림진동 특성을 평가하기위해서 점성감쇠기가 부착되지 않은 상태와 부착한 상태로 실험장치를 약 6000 cpm에서 shut down시킨 후, 감쇠기측에서 데이터를 취득하여 나타낸 Bode선도와 Cascade선도이다.

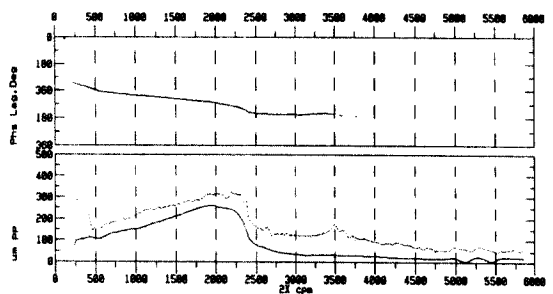
그림에서 가진진동수가 2400cpm 부근에서 위상이 180도 변화하고 비틀림 공진임을 알 수 있다. Fig. 6에서 실선은 2X filtering된 진동성분이고, 점선은 overall 진동진폭을 나타낸다. Hooke Joint 실험장치는 구동회전수의 2배인 주파수

(2X)로 가진을 하게 되므로, 이 성분이 공진영역에서 크게 증가하고 있고, 감쇠기를 부착함으로써 이 진동성분이 크게 감소하고 있다.

Fig. 8은 감쇠기의 제진성능을 평가하기위해 조인트의 교차각을 5도로 하여 가진하였을 때, 감쇠기를 부착하지 않았을 때와 감쇠기내의 실리콘유 동점도의 변화에 따른 각 감쇠기를 부착하였을 때 운전속도 변화에 따라 공진영역인 2400 cpm 부근의 비틀림 각변위진폭을 비교한 것이다. 감쇠기 미부착시(그림내 굵은 실선) 공진영역에서의 각변위 최대진폭이 제일 높게 나타나고 있으며, 독일제품(H&W)과 동점도 300,000cSt인 감쇠기가 비슷한 감쇠성능을 보이고 있으며, 그 다음이 150,000cSt인 경우이고, 최적조건 부근의 동점도인 10,630cSt의 감쇠기가 가장 양호한 감쇠성능을 나타내고 있다.

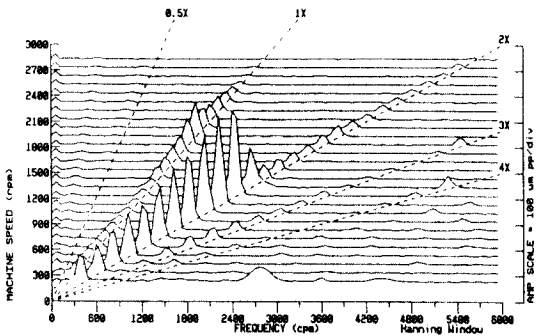


(a) without damper

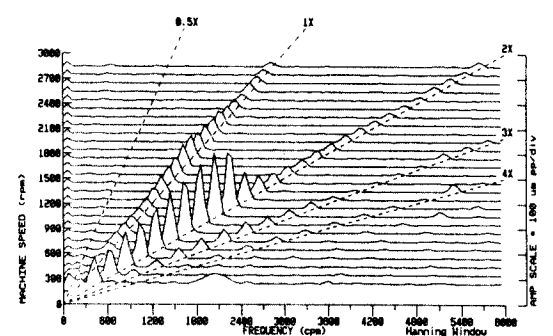


(b) with damper

Fig. 6 Bode diagram



(a) without damper



(b) with damper

Fig. 7 Cascade diagram

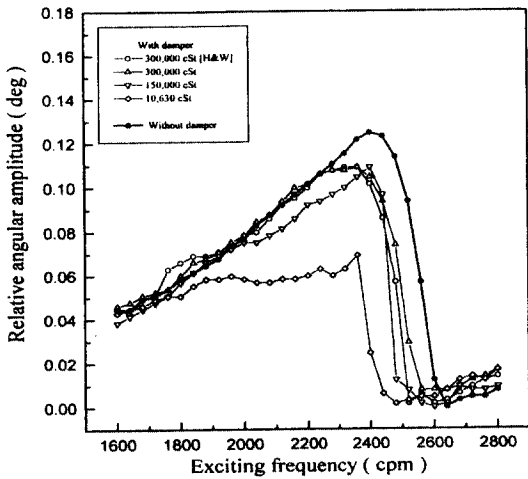


Fig. 8 Comparison of vibration damping effect for each dampers

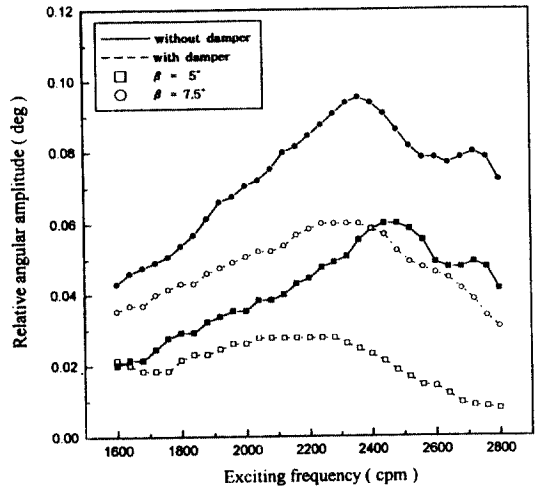


Fig. 9 Comparison of vibration damping effect relative to joint angle

또한 Hooke Joint의 교차각의 변화에 따른 감쇠성능의 변화를 평가하기 위하여 앞의 실험에서 감쇠성능이 가장 양호한 10,630cSt인 감쇠기를 부착하였을 때와 감쇠기 미부착시의 비틀림 각변위 진폭변화를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 교차각이 7.5도인 경우 감쇠기 미부착시의 최대진폭치가 0.09523deg에서 감쇠기를 부착함으로써 0.0599deg로 약 37% 진폭치가 낮아졌음을 알 수 있다. 교차각이 5도인 경우에는 최대진폭치가 0.0599deg에서 0.02765deg로 감쇠기를 부착함으로써 약 54%의 진폭 감소효과를 보이고 있다

Fig. 10은 Hooke Joint의 교차각을 5도로 하여 6시간 연속 내구실험을 실시하였을 때의 감쇠기 표면온도와 실험실온도의 온도차 및 비틀림 각변위의 변화를 나타내고 있다. 감쇠기 표면온도는 감쇠기의 측면 10cm 떨어진 위치에 레이저식 온도계를 설치하여 20분 간격으로 측정된 결과이다. 시간변화에 따라 온도가 약 2.5℃ 정도 증가하고 있다. 온도의 증가에 따라 비틀림 각변위는 약간 증가하는 경향을 나타내고 있고, 이는 감쇠기내 실리콘유 온도증가에 따른 점도저하에 기인하는 것이나, 그 변화량이 매우 적고 장시간 운전에서 비교적 양호한 특성을 보임을 알 수 있다.

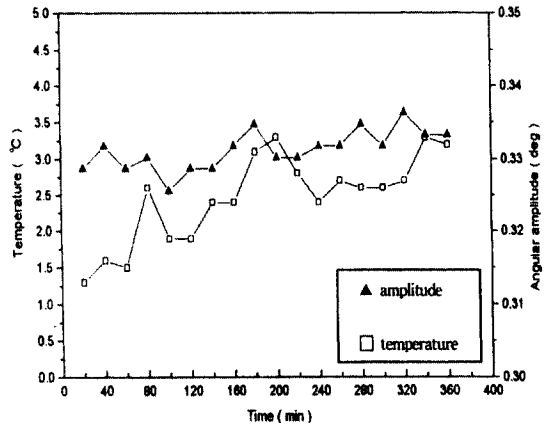


Fig. 10 Test result for durability

4. 결론

본 연구에서는 소형 고속엔진의 비틀림진동을 저감시키기위해 사용되는 점성비틀림 진동감쇠기의 동특성과 성능평가를 수행하였다. 먼저 다실린더 축계를 등가 2자유도계로 모델링하여 감쇠기의 강성계수를 고려한 복소감쇠의 경우에 대한 엔진의 비틀림진폭비를 계산하고, 이를 고려하지 않은 종래의 최적감쇠비와의 비교를 검토하였다.

그리고 이를 토대로 설계·제작된 감쇠기를 Hooke Joint식 실험장치를 이용하여 공진영역에서의 감쇠기의 제진성능을 외국산 제품과 비교 검토하였으며, 장시간 내구시험을 실시하고 그 특성이 양호함을 확인하였다. 본 연구결과는 점성감쇠기의 국산화에 크게 기여할 것으로 사료되며, 현재 시작품이 신차에 장착키위한 road test를 실시중에 있다.

후 기

이 연구는 1994~1996년도 한국과학재단 특정 기초연구과제(과제번호:94-02200-08-03-3) 연구비 지원에 의한 결과이며, 관계자 여러분께 감사드립니다. 아울러 감쇠기와 실험장치의 제작에 협조하여 주신 (주)세명기업에 심심한 감사의 뜻을 전합니다.

참 고 문 헌

- 1) K. Kitano and Y. Sasaki, "Research of Engine Noise Reduction Applying Crank Shaft Torsional Damper", 内燃機關, 25-4, pp. 58~66, 1989
- 2) B.I.C.E.R.A., A Handbook on Torsional Vibration,

- Cambridge University Press, 1958
- 3) Ker Wilson., Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Chapam & Hall Ltd., London, Vol. 1(1956), Vol. 2(1963)
- 4) 岩本, R. Hartmann, ディーゼル機関における粘性ねじり振動ダンパ作動油の實效粘度に関する研究, J. of MESJ, Vol. 17, No. 6, pp. 54~60, 1982
- 5) Schulz, K., Rhologica Acta, Vol. 17, No.1, 1978
- 6) Den Hartog J.P., Mechanical Vibration, 4th Ed., McGraw-Hill Book Co., 1958
- 7) 이충기, 전효중, 크랭크축 비틀림진동 점성댐퍼의 설계와 댐퍼 성능 시뮬레이션 프로그램 개발, 한국박용기관학회지, 제13권, 제1호, pp. 77~96, 1989
- 8) Iwamoto, S. et al., The Development of the Torsional Vibration Damper of Viscous Shear Type with Controllable Elasticity Effect, J. of MESJ, Vol. 21, No. 3, pp. 19~28, 1987
- 9) 김유신, 양보석, Random Tabu 탐색법을 이용한 점성비틀림 진동감쇠기의 최적설계, 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 301~306, 1996