

## 차량구동계용 가변 댐퍼시스템에 관한 연구

### A Study on the Variable Damper System for Vehicle Driveline

박 동 훈\* · 최 명 진†

Dong-Hoon Park and Myung-Jin Choi

(2004년 6월 3일 접수 : 2004년 8월 16일 심사완료)

**Key Words** : Variable Damper(가변댐퍼), Friction Damper(마찰댐퍼), Solenoid(전자석), Vehicle Driveline Torsional Vibration (차량구동계 비틀림진동), Driveline Vibration Model(구동계 진동모델)

#### ABSTRACT

A variable friction damper for vehicle driveline has been proposed. This new torsional damper system uses a solenoid as an actuator to vary friction force of the damper. To verify the idea of using a solenoid in a variable damper system, the test fixture and the dampers are made and tested. Also, to find out the range of damper friction forces that influence the vehicle driveline vibration, a mathematical model of the driveline had been developed and simulated. Test and simulation results show that, within electric current used in the vehicle electric system, the solenoid can develop enough friction force that will surpass resonance in the driveline of 1.5 L Gasoline engine vehicle during acceleration.

#### 1. 서 론

차량에 사용되는 가솔린 엔진이나 디젤 엔진은 엔진의 싸이클 특성상 비틀림진동(torsional vibration)이 필연적으로 수반된다. 따라서, 모든 차량의 구동계(driveline)에는 엔진의 진동으로부터 구동계를 보호하기 위한 비틀림 댐퍼가 설치되어 있다.

자동변속기(AT, automatic transmission) 차량의 경우, 토크컨버터(torque converter)의 록업 클러치(lock-up clutch)에 댐퍼가 설치되어 있으며 토크 컨버터내의 유체(ATF, automatic transmission fluid)의 점성을 이용하여 진동 에너지를 소산하도록 되어 있다.

무단변속기(CVT, continuously variable transmission)의 경우는 엔진의 플라이휠(flywheel)과 변속기

의 입력축 사이에 비틀림 댐퍼가 설치되며, 진동에너지의 소산을 위하여 건마찰(dry friction) 댐퍼를 이용하는 경우와 댐퍼 내에 그리스(grease)와 같은 점성물질을 충전한 점성(viscous) 댐퍼를 사용하는 경우가 있다. 수동변속기(MT, manual transmission) 차량의 경우에는 Fig. 1과 같이 엔진의 플라이휠과 클러치카버(clutch cover) 사이에 설치되는 클러치 디스크(disc)의 내부에 비틀림 댐퍼가 설치 되어 있다. 댐퍼의 내부에는 건마찰을 이용한 간단한 구조의 쿨롱댐퍼(Coulomb damper)가 설치되어 있다.

그런데, 최근의 고성능, 고출력 엔진의 등장으로 인해 엔진의 비틀림 진동의 크기는 더욱 증가하고 있는 반면, 구동계는 최적설계 기술의 발달에 따라 중량감소가 이루어져 구동계 전체의 진동측면에서는 매우 불리하게 되었다. 이로인해 차량의 광범위한 운전영역에서 구동계의 공진이 발생할 가능성이 커졌다.

지금까지 개발된 모든 댐퍼는 일정한 댐핑력(damping force)을 갖는 구조로 되어 있어, 엔진의 전(全) 가진 주파수 영역에서 효과적인 감쇠특성을 발휘하는 데에는 한계가 있다. 효과적인 구동계의 진

† 책임저자 : 정희원, 경희대학교 기계산업시스템공학부  
E-mail : mjchoi@khu.ac.kr

Tel : (031) 201-2595, Fax : (031) 202-8106

\* 정희원, MUBEA Korea (주)

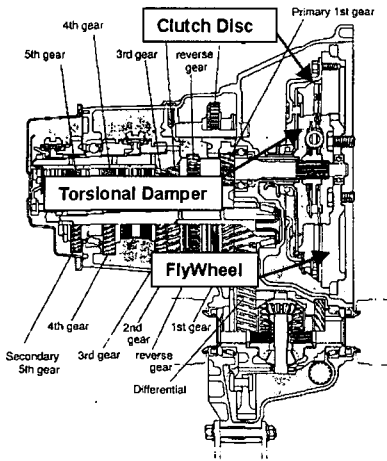


Fig. 1 Torsional damper in manual transmission

동저감을 위해서는 엔진 및 차량의 운전조건에 따라 댐퍼의 특성이 변하는 댐퍼나, 한발 더 나아가 댐퍼의 특성을 능동적으로 제어할 수 있는 가변 댐퍼 시스템이 필요하나 이에 대한 연구 및 개발은 거의 이루어지지 않고 있다.

본 연구에서는 구조가 간단하여 제작이 용이하고 가격이 저렴한 건마찰 댐퍼를 이용, 능동적 제어가 가능한 댐퍼시스템에 대하여 연구하였다.

## 2. 가변댐퍼 시스템

### 2.1 솔레노이드 가변댐퍼 시스템

마찰을 이용한 차량구동계용 댐퍼에서 마찰력을 능동적으로 변화시키기 위한 방법으로 유압제어방식과 전자제어방식을 생각할 수 있다.

유압을 동력전달 및 변속비 제어에 사용하고 있는 자동변속기나 무단변속기용 댐퍼로는 유압제어방식이 유리하다고 할 수 있다. 그러나, 댐퍼의 설계 측면에서 볼 때 고온, 고속으로 회전하는 액추에이터(actuator)에 유압을 공급하여야 하므로 유압경로를 구성하는 부품과 이에 대한 기밀성을 확보하는 것이 어려운 문제이다.

한편, 전자제어식의 경우 전자석(electromagnet or solenoid)을 이용한 방식을 생각해 볼 수 있다. 솔레노이드를 이용하면 유압제어방식과는 달리, 액추에이터가 비교적 간단히 설계 될 수 있다는 장점이 있다. 그러나, 솔레노이드를 이용한 시스템에서는 회전하고 있는 액추에이터에 전기를 공급하기 위해 슬립 링(slip ring)과 같은 장치를 사용하여야 하며, 차량구동계에 요구되는 높은 수준의 신뢰성을 가진 슬립 링의 확보와 비싼 가격이 문제가 될 수 있다.

이 연구에서는 전자제어방식을 이용하되 슬립 링과 같은 부품이 필요하지 않은 새로운 솔레노이드 가변 댐퍼 장치를 고안하고 이에 대해 연구하였다. 이와 같은 시스템에서 솔레노이드는 변속기의 케이스(transmission case)에 고정되고 액추에이터 혹은 플런저(plunger)는 댐퍼와 함께 회전하되 솔레노이드와는 비접촉이 되어야 한다. 즉, 솔레노이드에서 발생한 흡인력(tractive force)이 비접촉적으로 플런저에 작용하여 댐퍼의 마찰력을 가변시킬 수 있어야 한다.

이와 같은 조건을 참고로 하여, 실제 승용차용 변속기에 사용될 수 있는 가변댐퍼용 솔레노이드를 설계하였다. 솔레노이드의 크기는 실제 변속기의 클러치 하우징 크기와 변속기 입력축의 직경을 고려하여

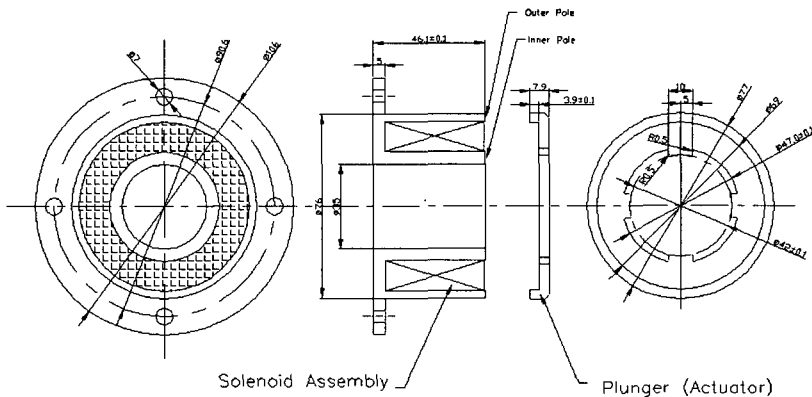


Fig. 2 Configuration of solenoid and plunger

결정하였다. Fig. 2는 솔레노이드와 플런저의 모양을 보여준다. 솔레노이드의 내측 자극(pole)에는 변속기의 입력축이 통과할 수 있도록 구멍을 설치하였다. 또한, 솔레노이드의 좌측에는 변속기 케이스에 솔레노이드를 고정시키기 위한 플랜지를 설치하였다.

솔레노이드의 특성에 영향을 미치는 변수로는 솔레노이드 극(pole)의 면적과 형상, 표면의 가공 정밀도, 솔레노이드 주변의 온도 및 주변의 자성체 존재 유무 등이 있다. 솔레노이드 주변에 자성체가 존재할 경우, 솔레노이드에서 발생한 자력의 누설(leakage) 현상이 발생하여 솔레노이드의 특성을 저하시킨다. 정확한 누설량을 이론적으로 계산한다는 것은 거의 불가능한 것으로 알려져 있다. 또한, 본 연구에서 사용하려고 하는 솔레노이드의 경우처럼 솔레노이드와 플런저 사이에 공극(air gap)이 존재할 경우, 공극에서의 누설 효과와 프링징 효과(fringing effect)에 관한 영향도 고려하여야 한다. 따라서, 본 연구에서는 시험을 통해 솔레노이드의 특성을 파악하였다.

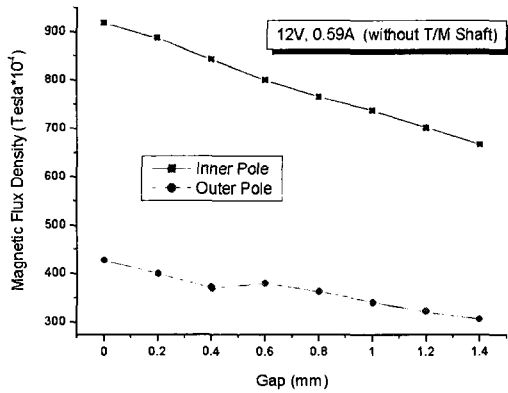


Fig. 3 Magnetic flux density at 12 V, 0.59 A

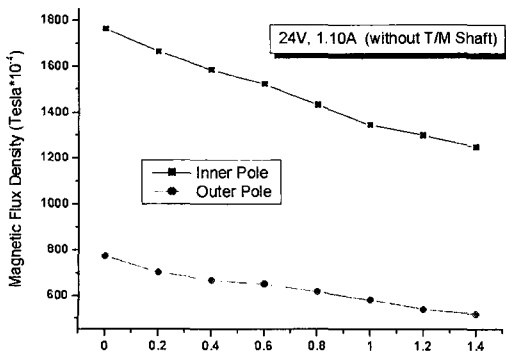


Fig. 4 Magnetic flux density at 24 V, 1.10 A

## 2.2 솔레노이드 특성시험

솔레노이드의 특성을 파악하기 위하여 내측 및 외측 자극(pole)에서의 자속밀도(magnetic density)를 가우스 미터(Gauss meter) 사용하여 측정하였다. 자속밀도의 측정은 외부 및 내부 자극의 중심위치에서 90도 간격으로 4곳에서 측정한 값의 평균을 취하였다. 또한, 공극의 크기에 의한 자속밀도의 변화를 측정하기 위해 공극을 증가시켜 가며 자속밀도를 측정하였다.

Fig. 3 및 Fig. 4는 전압이 각각 12 V 및 24 V 일 때의 공극의 증가에 따른 자속밀도의 변화를 측정한 결과이다. 그림에서 보듯이 자속밀도의 크기는 공극이 커질수록 감소함을 알 수 있다. 또한, 같은 인가전류에서, 내측 자극에서의 자속밀도가 외측 자극에서의 자속밀도보다 큼을 알 수 있다. 이것은 외측 하우징에서의 자기 누설량이 내측보다 크기 때문인 것으로 판단된다.

참고문헌 (12)를 보면 공극이 증가할수록 자속밀도는 지수함수적으로 감소하는 것으로 되어 있다. 따라서, 위의 시험결과를 다음과 같은 지수함수식으로 표시할 수 있다.

$$B = C1 + C2 \cdot e^{-x/c3} \quad (1)$$

여기서,  $B$ 는 자속밀도(Tesla),  $x$ 는 공극(mm), 및  $C1$ ,  $C2$ 는  $C3$ 상수이다. Fig. 5는 24 V, 1.10 A 일 때의 시험결과를 커브 피팅한 것이다.

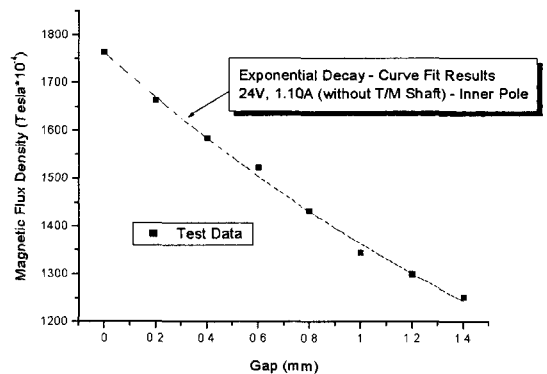


Fig. 5 Exponential curve ditting of magnetic flux density

### 3. 가변댐퍼 시스템 시험

#### 3.1 솔레노이드 가변 댐퍼 시스템 시험장치

솔레노이드를 이용한 가변댐퍼 시스템을 시험하기 위해 Fig. 2의 솔레노이드를 이용하는 가변댐퍼의 시험장치를 제작하였다. Fig. 6는 시험장치와 주요 구성품을 보인다.

Fig. 6과 같은 시험장치에서 댐퍼는 카버에 설치된 볼트에 의해 아래 지지판에 고정된다. 그리고 댐퍼의 중앙에는 변속기의 입력축에 해당하는 비틀림 봉이 삽입되어 있다. 댐퍼의 토크 히스테리시스를 측정하기 위해 비틀림 봉의 상단에는 측정용 토크렌치가 삽입되도록 되어있다. 솔레노이드와 윗판 사이에는 자기장의 누설방지 및 솔레노이드의 공극을 조절하기 위한 알루미늄 재질의 어댑터가 설치되어 있다. 비틀림 봉을 제외한 다른 시험장치 구성품은 자기 누설을 최소화 하기 위해 전부 고강도 알루미늄으로 제작되었다.

시험에 이용한 댐퍼는 현재 시판되고 있는 1.5 L 승용차에 사용되고 있는 댐퍼를 개조하였다. 먼저 기존의 댐퍼를 분해하고 솔레노이드의 플런저와 연결되

는 압력판을 새로 제작하여 댐퍼에 장착하였다. 댐퍼의 앞면에는 동마찰계수와 정마찰계수의 차가 거의 없는 종이(paper) 계열의 변속기 클러치용 마찰재를 부착하였다. 압력판의 뒷면에는 프리로드 스프링이 설치되는데, 프리로드 스프링도 기존의 디스크(disc) 형식에서 웨이브(wave)형식의 스프링으로 바꾸어, 5개의 서로 다른 하중 특성을 갖도록 제작하였다. Fig. 7은 댐퍼의 내부부품을 보인다.

#### 3.2 솔레노이드 흡인력

솔레노이드 가변댐퍼 시스템에서 솔레노이드의 역할은 플런저 혹은 압력판에 흡인력을 작용시켜 인가되는 전류의 크기에 따라 댐퍼의 마찰토크를 변화시키는 것이다. 솔레노이드의 흡인력을 산출하기 위해, 솔레노이드에 전류를 인가하고 이 때 댐퍼에서 발생하는 마찰 토크를 측정하였다. 측정된 토크로부터 다음의 공식을 이용하여 솔레노이드의 흡인력을 산출할 수 있다.

$$F_s = \frac{T}{\mu \cdot R_m} \quad (2)$$

여기서,  $F_s(N)$  는 흡인력,  $T(N\cdot m)$ 는 마찰 토크,  $\mu$ 는 마찰계수,  $R_m(m)$ 은 마찰디스크의 유효반경이다. Table 1은 압력판에 설치된 마찰 디스크의 주요 제원을 보여준다.

Fig. 8은 측정된 마찰 토크 값으로부터 식 (2)를 이용하여 흡인력을 산출한 결과이다.

시험결과에 의하면, 솔레노이드의 흡인력은 자속밀도의 경우와 마찬가지로 공극의 증가에 대해 지수함수적으로 감소하는 것으로 볼 수 있다. 24 V 전압에

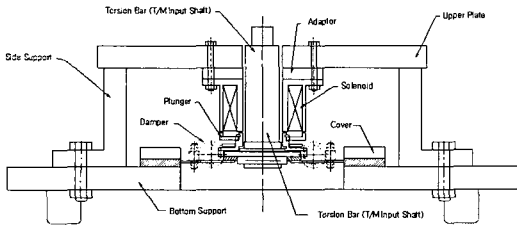


Fig. 6 Test set-up for solenoid variable damper system

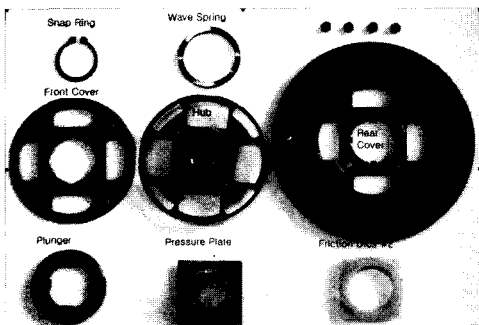


Fig. 7 Components of modified damper

Table 1 Friction disc specification

Material	Paper composite
Thickness	1.0 mm
OD / ID	67.0 / 50 mm
Mean radius	29.5 mm
No. of facing	1
$\mu$	0.14

서의 흡인력을 지수함수로 커브피팅하면 Fig. 9와 같이 나타난다. 따라서, 솔레노이드의 흡인력을 다음과 같은 식으로 표시할 수 있다.

$$F_s = C1_f + C2_f \cdot e^{-x/c3_f} \quad (3)$$

여기서 흡인력  $F_s$ 의 단위는 N, 공극  $x$ 의 단위는 mm이며  $C1_f$ ,  $C2_f$  및  $C3_f$ 는 상수이다.

한편, 솔레노이드의 흡인력은 전류에 비례하여 선형적으로 증가하며, 증가량은 Fig. 10에서 보는 바와 같이 공극의 크기에 관계없이 거의 일정한 것을 알 수 있다.

실험결과에 의해, 전류 증가량  $\Delta I$ 에 대한 흡인력의 증가량  $\Delta F_s$ 의 비  $K$ 는 다음과 같은 것으로 나타났다.

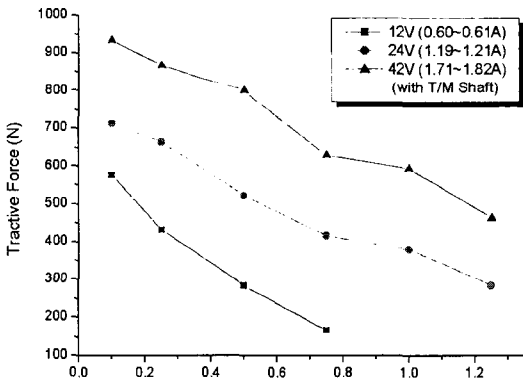


Fig. 8 Tractive force of solenoid

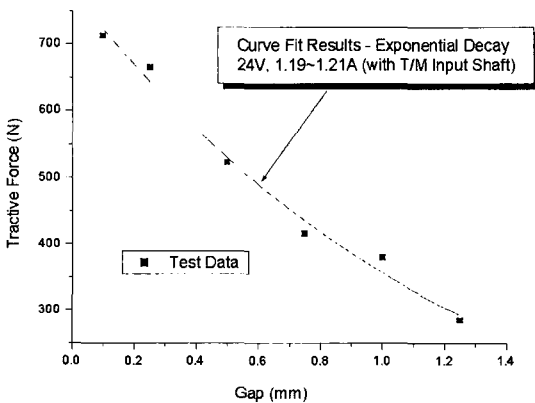


Fig. 9 Exponential curve fitting of solenoid tractive force

$$K = \frac{\Delta F_s}{\Delta I} \approx 440.6 \quad (N/Ampere) \quad (4)$$

따라서, 식 (3)과 (4)를 이용하여 솔레노이드의 흡인력 (N) 을 공극 (mm) 및 인가전류 (A)의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F_s(x, I) &= F_o(x) + \Delta F(I) \quad (5) \\ &= (C1_{f0} + C2_{f0} \cdot e^{-x/c3_{f0}}) + K \cdot \Delta I \\ &= (-18.6 + 800.1 \cdot e^{-x/1.32}) + 440.6 \cdot (I - 1.2) \end{aligned}$$

여기서,  $F_o(x)$ 는 공극의 변화에 대한 흡인력의 변화를 나타내는 항이고,  $\Delta F(I)$ 는 전류의 변화에 대한 흡인력의 변화를 나타내는 항이며  $C1_{f0}$ ,  $C2_{f0}$  및  $C3_{f0}$ 는 상수이다.

식 (5)을 이용하여 솔레노이드의 흡인력을 그려보면 Fig. 11과 같다. 그림에서 흡인력은 간극의 증가에

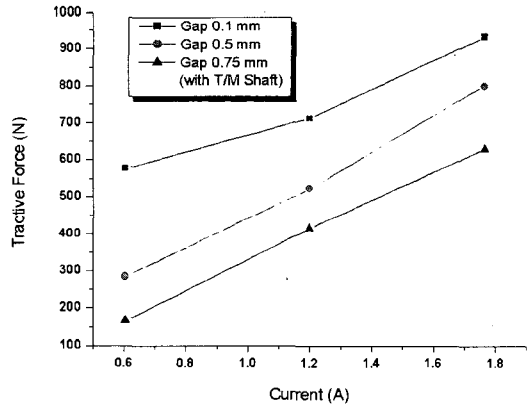


Fig. 10 Tractive force vs. current

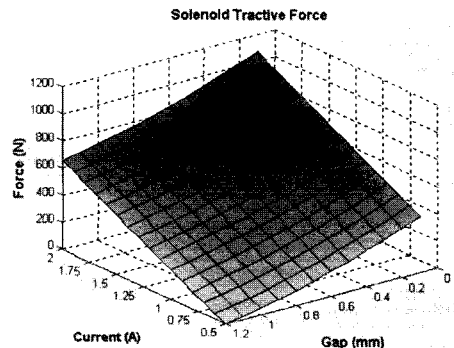


Fig. 11 Tractive force of solenoid

대해 지수함수적으로 감소하고, 전류의 증가에 대해 선형적으로 증가함을 다시 확인할 수 있다.

식 (5)와 같이 간극과 전류의 함수로 솔레노이드의 흡인력을 알면 댐퍼의 마찰 토크는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T = \mu \cdot n \cdot R_m \cdot (F_b + F_s(x, I)) \quad (6)$$

여기서,  $T(N\cdot m)$ 는 마찰 토크,  $\mu$ 는 마찰계수,  $n$ 은 마찰판 수,  $R_m(m)$ 은 마찰판의 유효반경,  $F_b(N)$ 는 프리로드 스프링 하중,  $F_s(x, I)(N)$ 는 솔레노이드의 흡인력이다. 식 (6)에서 보는 바와 같이 솔레노이드에 의한 흡인력이 0일 때는 프리로드 스프링에 의한 기본 마찰 토크만 존재하게 된다. 그리고, 솔레노이드에 전압을 인가하면 솔레노이드의 흡인력에 의한 마찰력이 추가로 발생하여 총 마찰 토크는 증가한다. 따라서, 솔레노이드를 이용한 가변댐퍼 시스템의 실현이 가능해 진다.

Table 2 Variables used in equation(7)

	Variables	Values
$\mu_{\#1}$	Friction coefficient of disc #1 (dynamic)	0.08
$\mu_{\#2}$	Friction coefficient of disc #2 (dynamic)	0.14
$R_{m\#1}$	Mean radius of disc #1	0.027 m
$R_{m\#2}$	Mean radius of disc #2	0.03 m
$n$	Number of disc #2	3
$F_b$	Force of pre-load spring	300 N

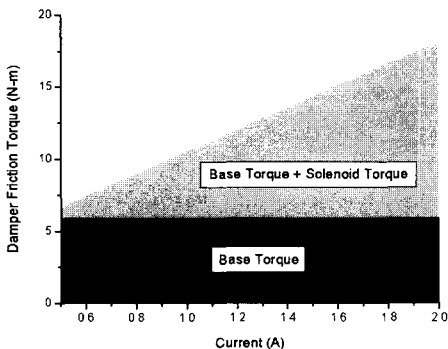


Fig. 12 Variable friction torque of damper

#### 4. 실차용 가변댐퍼 시스템

지금까지 시험 및 해석결과를 바탕으로 실제 승용차에 적용될 수 있는 솔레노이드 가변댐퍼 시스템을 설계하였다. 솔레노이드는 Fig. 1의 사양을 그대로 이용하는 것으로 하였고 솔레노이드와 플런저와의 간극은 1mm로 고정하였다. 그리고, 여러 크기의 엔진에 적용할 수 있도록 충분히 큰 마찰 토크를 확보하기 위하여 마찰 디스크 수를 3면으로 하였다. 새로 설계된 댐퍼에서 댐퍼에서 마찰토크는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T = \mu_{\#1} \cdot R_{m\#1} \cdot F_b + n \cdot \mu_{\#2} \cdot R_{m\#2} (F_b + F_s(x, I)) \quad (7)$$

여기서,  $F_s$ 는 식 (5)로부터 구해지는 솔레노이드의 흡인력이고  $F_b$ 는 프리로드 스프링의 하중이다.  $\mu_{\#1}, \mu_{\#2}$ 는 마찰판1 및 2의 마찰계수이고  $R_{m\#1}, R_{m\#2}$ 는 마찰판 1 및 2의 유효반경이다. Table 2는 식 (7)에 사용된 각 변수의 값을 나타낸다.

식 (5)에서 공극은 1.0 mm로 고정되었으므로 솔레노이드의 흡인력은 이제 전류만의 함수로 된다. 식 (7)을 이용하여 전류의 크기에 대한 마찰 토크를 계산해보면 Fig. 12와 같다.

그림을 보면 설계된 가변 댐퍼시스템에서 마찰토크는 최대 약 20 N·m까지 가능한 것을 알 수 있다.

#### 5. 차량구동계 모델링

솔레노이드 가변마찰 댐퍼의 효용성을 검증하기 위해 차량 구동계를 수학적으로 모델링하고 진동특성을 시뮬레이션하였다. 그리고, 앞 장에서 구한 솔레노이드에 의한 가변 마찰 토크 영역내에서 구동계의 진동특성의 변화를 관찰하였다.

##### 5.1 차량구동계 모델

차량의 구동계는 회전하는 요소들에 대한 등가 관성(equivalent mass moment of inertia) 및 등가 비틀림 강성(equivalent torsional spring)으로 모델링할 수 있으며, 본 연구에서는 Fig. 13과 같이 구동계를 엔진-변속기-차량의 3자유도 진동계로 나타내었다.

특히 클러치는 수동변속기에 사용하는 클러치 디스크의 특성을 참조하여 모델링 하였으며 댐퍼 스프링의 단수는 현재 생산되고 있는 차량을 참고로 하여 1단으로 하였으며, 건마찰 댐퍼에 대한 특성을 모델링함으로써, 구동계의 진동에 대한 댐퍼의 마찰 토크의 영향을 관찰할 수 있도록 하였다.

Fig. 13의 진동계에 대한 운동방정식을 세우면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} I_e & 0 & 0 \\ 0 & I_t & 0 \\ 0 & 0 & I_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_e \\ \ddot{\theta}_t \\ \ddot{\theta}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_e & -K_e & 0 \\ -K_e & K_e + K_v & -K_v \\ 0 & -K_v & K_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_e \\ \theta_t \\ \theta_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_e & -C_e & 0 \\ -C_e & C_e + C_v & -C_v \\ 0 & -C_v & C_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_e \\ \dot{\theta}_t \\ \dot{\theta}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_e \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_t) \\ -C_e \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_t) \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_e \\ \dot{\theta}_t \\ \dot{\theta}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

여기서,  $I_e, I_t, I_v$ 는 각각 엔진, 변속기 및 차량의 등가 관성모멘트이고  $T_e, T_v$ 는 엔진의 토크 및 차량의 주행저항 토크이다.  $K_e$ 는 클러치 스프링 및 변속기 입력축의 등가 스프링상수이고  $K_v$ 는 변속기 출력축, 차축 및 바퀴의 등가 스프링상수이다.  $C_e$ 는 엔진, 클러치 및 변속기 입력축의 등가 점성계수이고  $C_v$ 는 변속기 출력축, 차축 및 바퀴의 등가 점성계수이며  $C_c$ 는 클러치 디스크의 등가 쿨롱댐핑계수이다.

### 5.2 엔진 토크

단기통 엔진에서 플라이휠에 작용하는 토크는 엔진 폭발 압력에 의한 폭발 토크와 피스톤 및 회전 운동부의 관성력에 의한 관성 토크의 합으로 이루어진다. 따라서, 엔진에서의 가진력은 이러한 단기통 엔진에서의 폭발력과 회전 운동부의 관성력에 의한 토크가 폭발 순서에 의한 위상차를 가지고 순차적으로 합성되는 것으로 생각할 수 있다.

따라서, 피스톤에 작용하는 힘으로부터 크랭크축에 작용하는 토크는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} T &= T_g + T_i \\ T_g &= P_g \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot r \cdot \frac{\sin(\theta + \phi)}{\cos \phi} \\ T_i &= -m_e \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \cdot \frac{\sin(\theta + \phi)}{\cos \phi} \end{aligned} \quad (9)$$

단,  $\lambda = \frac{l}{r}$  이다.

여기서,  $T$ 는 크랭크축 토크,  $T_g$ 는 실린더압력에 의한 토크,  $T_i$ 는 피스톤과 컨벡팅로드의 관성에 의한 토크이다.  $P_g$ 는 실린더 평균유효압력,  $d$ 는 실린더직경,  $r$ 은 크랭크축 암의 길이,  $l$ 은 컨벡팅로드의 길이이다. 그리고  $\theta$  및  $\phi$ 는 각각 크랭크축 및 컨벡팅로드의 각변위이다.

Fig. 13의 3 자유도의 진동계에 대하여 엔진 토크와 주행 저항 토크를 고려한 진동 해석 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다. 시뮬레이션에는 1.5 L급 수동 변속기 승용차의 3단 주행 상태에 대한 각 부분의 등가 관성과 등가 강성 데이터를 이용하였다. 그리고 전개도(WOT, wide open throttle) 상태에서 3단으로 가속하여 주행하는 경우의 클러치 댐퍼의 마찰 토크의 변화에 따른 변속기의 비틀림 진동 특성을 고찰하였다. 시뮬레이션 결과, 엔진 회전속도 2720 rpm 부근에서 공진에 의한 피크가 발생하는 것을 알 수 있다. Fig. 14~Fig. 17은 클러치의 마찰토크의 변화에 대한 변속기의 비틀림 진동 특성을 시뮬레이션 한 결과이다.

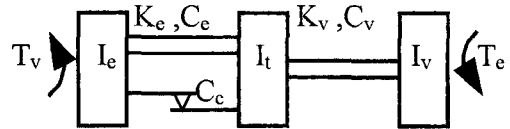


Fig. 13 Modeling of vehicle driveline vibration system

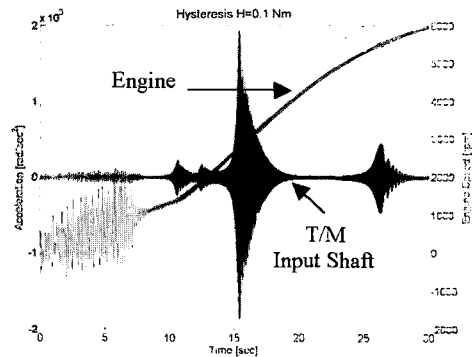


Fig. 14 Vibration characteristics of transmission (Td = 0.1 Nm)

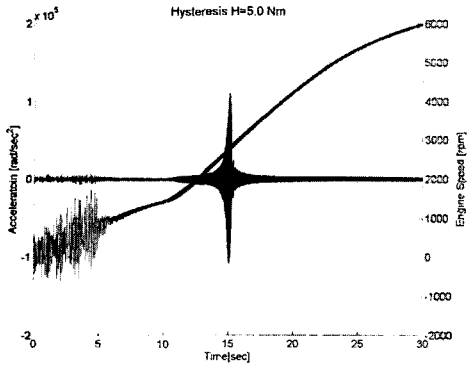


Fig. 15 Vibration characteristics of transmission (Td=5 Nm)

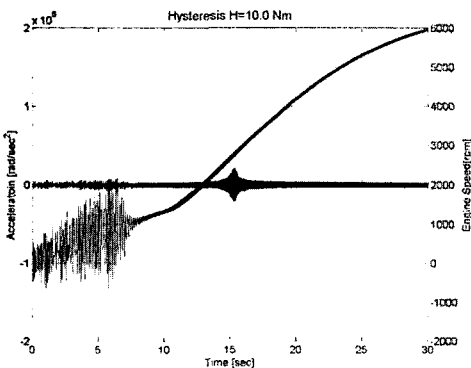


Fig. 16 Vibration characteristics of transmission (Td=10 Nm)

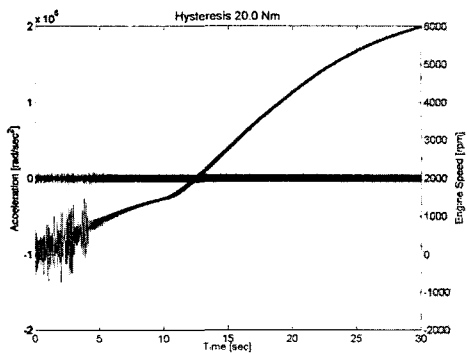


Fig. 17 Vibration characteristics of transmission (Td=20 Nm)

Fig. 14~Fig. 17의 그림에서 알 수 있듯이 클링 감쇠의 특성에 의하여 댐퍼의 토크가 변화하더라도 고유진동수의 값은 변화하지 않으므로 동일한 엔진 회전수에서 공진 현상이 나타나는 것을 알 수 있다. 그리고, 마찰 토크의 값이 증가함에 따라서 감쇠의 영향이 커지게 되므로, 변속기에서의 가속도 변화는

현저하게 줄어드는 것을 알 수 있으며, 마찰 토크가 20 Nm이면 공진에 의한 영향은 거의 없어짐을 알 수 있다.

한편, 마찰 토크 값을 크게 하면 할수록 공진 이후 정상상태에서의 가속도 변화의 진폭이 증가하는데, 이것은 감쇠 값이 클수록 공진 이후의 전달율이 커지기 때문으로 생각된다. 따라서, 변속기의 공진을 최소화함과 동시에 공진 이후 영역에서의 전달율을 적게 하기 위해, 마찰 토크 값을 엔진의 가진 주파수에 따라 가변적으로 제어하는 것이 필요하게 되나 아직 이런 시스템이 구현된 예는 없다. 따라서, 본 연구에서 고찰한 마찰토크의 값을 능동적으로 제어할 수 있는 솔레노이드 가변댐퍼 시스템은 차량의 구동계에 매우 유용하게 적용될 수 있을 것으로 판단된다.

## 6. 결론

구조가 간단하고 가격이 저렴한 건마찰 댐퍼를 이용, 능동제어가 가능한 차량 구동계용 가변 마찰댐퍼 시스템에 대하여 연구하였다. 본 연구에서 제안한 솔레노이드 가변댐퍼 시스템은 솔레노이드를 이용하여 댐퍼의 마찰 토크를 변화 시키도록 되어 있으며, 솔레노이드 가변 댐퍼 시스템의 시험 및 차량 구동계 시뮬레이션 결과, 1.5 L 가솔린엔진 차량의 모든 엔진 가진 주파수 영역에서 효과적인 감쇠특성을 발휘할 수 있는 것으로 나타났다.

이 솔레노이드 가변 댐퍼시스템을 제품화하기 위해서는 솔레노이드의 제어 모듈(control module)과 댐퍼 시스템의 제어 알고리즘에 대한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

## 참고 문헌

- (1) Hwang, W. and Kim, K., 1996, A Study on an Analysis of Torsional Vibration of a Driveline of Heavy Duty Truck, J. of Korean Society of Precision Engineering, Vol. 13, No. 3, pp. 132~140.
- (2) Hartog, J. P. Den, 1931, Forced Vibrations with Combined Coulomb and Viscous Friction, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 53-9, pp. 107~115.
- (3) Makris, Nicos and Constantinou, M. C.,



1991, Analysis of Motion Resisted by Friction. I. Constant Coulomb and Linear Coulomb Friction, Mech. Struct. & Mach., 19(4), pp. 477~500.

(4) Hong, H. -K., 2000, Coulomb Friction Oscillator: Modeling and Responses to Harmonic Loads and Base Excitations, Journal of Sound and Vibration, 229(5), pp. 1171~1192.

(5) Park, D. H. and Choi, M. J., 2003, Vibration Analysis of an Amplitude Proportional Friction Damper System, Journal of Korean Society of Precision Engineering, Vol. 20, No. 5.

(6) Park, C. H. Ahn, S. J. and Park, H. C., 2003, Vibration Control of Beams Using Mechanical-Electrical Hybrid Passive Damping System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 8, pp. 651~657.

(7) Lee, D. C., 2003, Improvement of Dynamic

Characteristics of Torsion on the Marine Propulsion Shafting System with Elastic Rubber Coupling, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 12, pp. 923~929.

(8) Richard Gerber, C. D. Wright and G. Asti, "Applied Magnetism," Kluwer Academic Publishers, 1994.

(9) Boldea, I. and Nasar, S. A., "Liner Motion Electromagnetic Systems," John Wiley & Sons, 1985.

(10) Andre' Nicolet and Belmans, R., 1995, "Electric and Magnetic Fields," Plenum Press, New York.

(11) Liang Chi Shen and jin Au Kong, 1987, "Applied Electromagnetism," PWS Publishers.

(12) Parker, Rollin J., 1990, "Advances in Permanent Magnetism," John Wiley & Sons.