

# 승용차 동력전달계에 대한 클러치 디스크 특성의 영향 고찰 An Investigation on the Effects of Clutch Disk Characteristics for a Passenger Car Driveline

김영흡† · 박동훈\*

Youngheub Kim, Dong Hoon Park

**Key Words :** 클러치 디스크 (Clutch Disk), 비틀림 댐퍼(Torsional Damper), 비틀림 진동(Torsional Vibration), 공진(Resonance), 승용차(Passenger Car), 동력전달계(Driveline)

## ABSTRACT

The clutch with torsional damper is installed on a passenger car with manual transmission, which not only transmits the power generated by engine to the transmission but also absorbs the shock and vibration from the engine. The torsional damper in the clutch dissipates the torsional vibration energy and eliminates the resonance in the driveline but high damping in the damper causes the increase of the vibration level which is against the comfort and durability. In this study, a dynamic model for the passenger car driveline with manual transmission was developed to investigate the vibration and the effects of characteristics of the driveline. With the dynamic model, the vibration characteristics of driveline were examined by the mode analysis and driving simulation, and the effects of hysteresis torque and spring constant were investigated. The vehicle tests with prototype torsional dampers were preformed and the test results showed good agreements with the simulation.

### ———— 기 호 설 명 ————

- $C_e, C_v$  : 등가 감쇠 ( $Nmsec/rad$ )
- $H$  : 히스테리시스 토크 ( $Nm$ )
- $I_d, I_t, I_v$  : 등가관성 ( $kgm^2$ )
- $K_d, K_v$  : 등가 강성 ( $Nm/rad$ )
- $T_d, T_v$  : 엔진 토크, 주행저항 토크( $Nm$ )

차량의 경우 Fig.1에 나타난 바와 같이 엔진의 플라이휠과 클러치 커버 사이에 장착되는 클러치 디스크의 비틀림 댐퍼(torsional damper)가 진동 감쇠의 기능을 담당한다. 비틀림 댐퍼는 건마찰을 이용한 쿨롱댐퍼(coulomb damper)의 일종으로서 댐퍼의

## 1. 서 론

승용차에는 일반적으로 엔진의 진동을 저감하기 위한 감쇠요소가 장착되는데, 수동변속기를 장착한

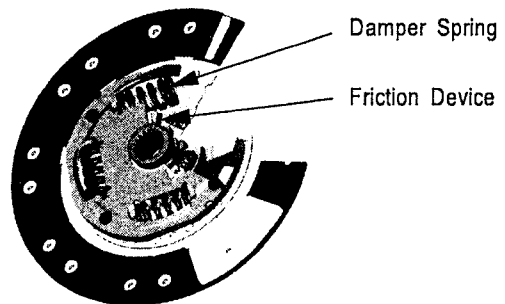


Fig.1 Torsional Damper with Friction Device

† 교신저자 : 동양공업전문대학 기계과  
E-mail : prokyh@dongyang.ac.kr  
Tel : (02)2610-1925, Fax : (02)2610-1852  
\* MUBEA KOREA(주)

히스테리시스(hysteresis) 토크와 스프링 상수의 값은 공진에 의한 부밍 소음(booming nose) 및 래틀(rattle) 등 동력전달계의 진동 특성에 커다란 영향을 미치게 된다<sup>(1)</sup>.

수동변속기를 장착한 동력전달계의 감쇠 요소에 대한 연구로서는 비틀림 댐퍼의 설계에 대한 연구<sup>(2)</sup>, 동력전달계의 저진동 시스템에 대한 연구<sup>(3)</sup>, 이중 질량 플라이휠의 특성 해석<sup>(4),(5)</sup> 및 최적 댐퍼 특성에 대한 연구<sup>(6)</sup> 등이 이루어졌다.

본 연구에서는 수동변속기를 장착한 승용차의 동력전달계를 대상으로 모드해석과 주행 시뮬레이션을 통하여 클러치의 히스테리시스 토크와 스프링 상수의 값이 동력전달계의 진동에 미치는 영향에 대하여 고찰하고 실차 실험을 통하여 그 결과를 시뮬레이션 결과와 비교 검증 하였다.

## 2. 시스템 모델링

### 2.1 동력전달계 모델

승용차의 동력전달계는 각 부분에 대한 등가 요소로써 모델링 할 수 있는데, Fig.2는 엔진-변속기-차량-주행부하에 대한 동력전달계를 3자유도의 이산계로 모델링 한 결과를 나타내고 있다.

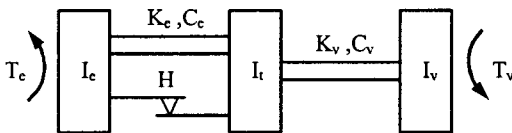


Fig.2 3DOF Model of Driveline

Fig. 2의 동력전달계에 대한 운동방정식을 세우면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} I_e & 0 & 0 \\ 0 & I_i & 0 \\ 0 & 0 & I_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_e \\ \ddot{\theta}_i \\ \ddot{\theta}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_c & -K_c & 0 \\ -K_c & K_c + K_v & -K_v \\ 0 & -K_v & K_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_e \\ \theta_i \\ \theta_v \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$+ \begin{bmatrix} C_c & -C_c & 0 \\ -C_c & C_c + C_v & -C_v \\ 0 & -C_v & C_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_e \\ \dot{\theta}_i \\ \dot{\theta}_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} H \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_i) \\ -H \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_i) \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_e \\ \dot{\theta}_i \\ \dot{\theta}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_c \\ 0 \\ -T_v \end{bmatrix}$$

여기서,

### 2.2 엔진 모델

Fig.3에 나타난 바와 같이 단기통 엔진에서 플라이휠에 작용하는 토크는 엔진 폭발 압력에 의한 폭발 토크와 피스톤, 커넥팅 로드 및 기타 회전 운동부의 관성력에 의한 토크의 합으로 이루어진다.

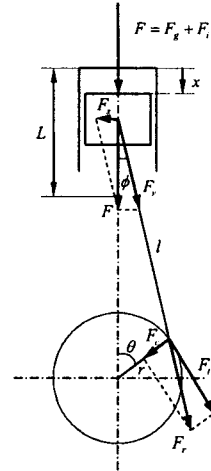


Fig.3 Forces on a Piston

피스톤에 작용하는 폭발압력으로부터 크랭크축에 작용하는 토크는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T = T_g + T_i \quad (2)$$

$$T_g = P_g \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot r \cdot \frac{\sin(\theta + \phi)}{\cos \phi} \quad (3)$$

$$T_i = -m_e r^2 \omega^2 \cdot (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \cdot \frac{-\sin(\theta + \phi)}{\cos \phi} \quad (4)$$

여기서,  $d$ 는 실린더 직경,  $F_g$ 는 폭발력,  $F_i$ 는 관성력,  $l$ 은 커넥팅로드 길이,  $m_e$ 는 왕복질량,  $P_g$ 는 실린더 폭발압력,  $r$ 은 크랭크암의 길이,  $\theta$ 는 크랭크 샤프트의 회전각,  $\phi$ 는 커넥팅로드의 각도,  $\lambda = r/l$ 은 회전각속도이다.

4기통 엔진에서의 가진력은 식(5)에 나타난 바와 같이 단기통 엔진에서의 폭발력과 회전 운동부의 관성력에 의한 토크가 폭발 순서에 의한 위상차를 가지고 순차적으로 합성되는 것으로 나타낼 수 있다.

$$T_e = \sum_{m=1}^4 (T_{gm}(\theta_m) + T_{im}(\theta_m)) \quad (5)$$

## 2.3 비틀림 댐퍼의 모델

Fig.4는 수동변속기에 사용되는 비틀림 댐퍼의 특성 곡선을 나타낸다. 곡선의 기울기는 스프링 상수이며, H는 히스테리시스 토크를 나타내는데, 이것은 입력되는 가진 주파수나 구동계의 진동 특성과는 무관하게 일정한 값을 가진다.

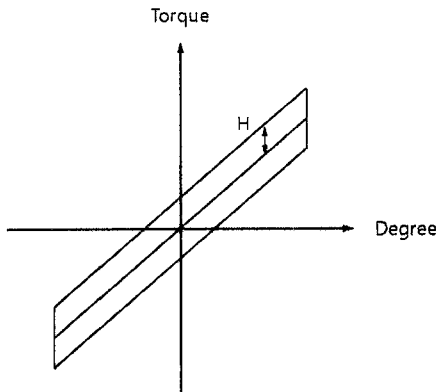


Fig.4 Clutch Damper Characteristics

## 2.4 주행부하 모델

주행부하는 크게 구름저항, 공기저항, 동판저항 등의 합으로 모델링 할 수 있는데, 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$F_R = f(v)W \cos \alpha \quad (6)$$

$$F_A = \frac{\rho}{2} C_d A v^2 \quad (7)$$

$$F_G = W \sin \alpha \quad (8)$$

식 (6), (7), (8)에서 차량의 주행 시 작용하는 전체 주행 저항 토크는 다음과 같이 각 주행 저항의 합에 타이어 반경을 곱한 값으로부터 구할 수 있다.

$$T_v = (F_r + F_a + F_g) R_t \quad (9)$$

여기서,  $F_r$ 은 구름저항,  $F_a$ 는 공기저항,  $F_g$ 는 동판저항,  $f(v)$ 는 차속에 따른 구름저항 함수,  $v$ 는 차속,  $W$ 는 차량 중량,  $\alpha$ 는 경사각,  $\rho$ 는 공기밀도,  $C_d$ 는 공기저항 계수,  $A$ 는 차량 단면적,  $R_t$ 는 타이어 반경이다.

## 3. 시스템 해석

### 3.1 모드 해석

Table 1은 Fig.1의 동력전달계 모델에 대하여 모드해석을 수행한 결과이며, 강체모드를 제외한 2개의 고유진동수와 고유모드를 나타내고 있다.

고유모드 중에서 첫 번째 모드는 저주파 진동으로서 엔진의 팁인(tip-in) 및 백아웃(back-out)에 의한 반응으로 발생하는 진동 현상이며 차량의 전후 진동과 관련되어 있다. 두 번째 모드는 엔진의 운전 영역 중에서 가장 빈번히 사용되는 영역에서 엔진의 2차 진동으로 가진되는 진동으로서, 클러치 비틀림 특성에 의하여 진동 특성이 좌우된다. 또한, 이것은 변속기의 변위가 커지는 모드로서 변속기 내의 기어와 축의 진동에 영향을 주며, 주행 시의 래틀(rattle) 소음과 깊은 관련이 있다.<sup>(7)</sup>

4기통 엔진에서 동력전달계에는 입력되는 엔진의 2차 진동은 1회전 당 2번의 피크가 발생하는 것이다. Table 1에서 3단의 경우 첫 번째 고유진동수는 7.55Hz, 두 번째 고유진동수는 63.19Hz인데, 이것은 엔진의 회전수로서는 각각 230rpm과 1896rpm에 해당하며, 이것은 3단 주행 시 엔진회전수 1896rpm에서 공진 현상이 발생하는 것을 의미한다.

Table 1 Natural Frequency and Natural Mode

Gear	Natural Frequency		Natural Mode			
	$f_1$	$f_2$	$v_1$		$v_2$	
1st	3.64	75.35	[1	0.93	-0.21]	[1 -27.6 0.012]
2nd	5.68	70.70	[1	0.84	-0.07]	[1 -24.1 0.012]
3rd	7.55	63.19	[1	0.71	-0.03]	[1 -19.1 0.012]
4th	9.10	56.82	[1	0.58	-0.02]	[1 -15.1 0.012]
5th	10.46	51.52	[1	0.45	-0.01]	[1 -12.4 0.011]

### 3.2 진동 시뮬레이션

Fig.5는 Fig.1의 동력전달계 모델에 대하여 변속단 3단,  $H=3Nm$ 의 조건을 엔진 토크로서 최대 진폭 100Nm의 정현파 입력 토크를 주었을 때의 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다. 여기서 변속기의 각기 속도는 각 엔진 속도에 해당하는 엔진 토크의 가진 진동수에 대하여 변속기에서 나타난 각기속도의 최대값을 나타낸 것이다.

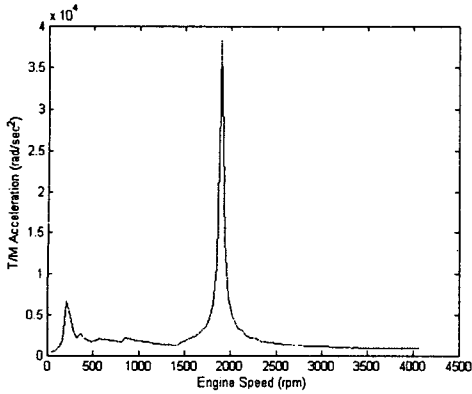


Fig.5 Angular Acceleration of T/M  
(H=3Nm, 3rd Gear)

Fig.5에서 두 개의 피크(peak)가 나타나는 것을 알 수 있는데, 첫 번째 피크에서의 가진 진동수에 해당하는 엔진의 회전수는 약 230rpm이고 두 번째 피크에서의 회전수는 약 1900rpm이다. 이것은 앞서 모드 해석에서 구한 3단에서의 두 개의 고유진동수와 각각 잘 일치함을 알 수 있다. 여기서 첫 번째 고유진동수에 의한 피크는 엔진의 공회전 회전수 아래에서의 현상에 해당하므로 주행 시에 나타나는 공진 현상과는 관계가 없고, 두 번째 고유진동수에 의한 피크가 주행 시 빈번히 나타나는 공진현상 및 변속기에서의 비틀림 진동과 밀접하게 관련된 것이다.

Fig.6는 엔진의 공회전 회전수 이상에서 클러치의 히스테리시스 토크가 각각 1Nm, 3Nm, 5Nm, 8Nm, 20Nm일 때 변속기 가속도 값의 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다. 히스테리시스 토크가 작을수록 공진

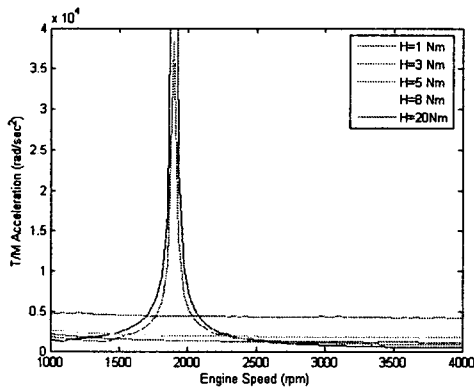


Fig.6 Angular Acceleration of T/M  
(H=1Nm, 3Nm, 5Nm, 8Nm, 20Nm, 3rd Gear)

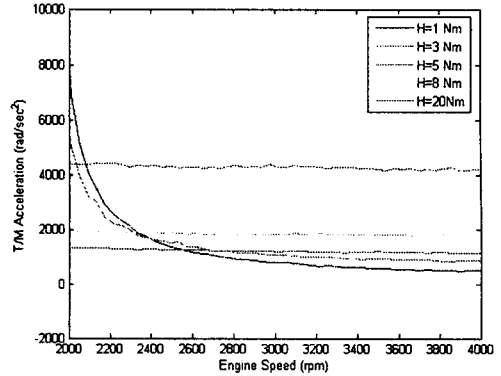


Fig.7 Angular Acceleration of T/M (Detail)  
(H=1, 3, 5, 8, 20Nm, 3rd Gear)

회전수에서의 피크 값이 커지며, 히스테리시스 토크가 5Nm 이상인 경우 공진 피크는 없어지나 전체 구간에서 변속기의 각가속도 값이 증가하므로 전체적인 진동의 크기가 증가함을 알 수 있다.

Fig.7은 공진 회전수 이후에서의 가속도 값을 상세하게 나타낸 것이다. 공진 회전수를 지난 이후에는 변속기 각가속도의 크기가 히스테리시스 토크의 값이 증가함에 따라 함께 증가함을 알 수 있다.

따라서, 공진이 일어나는 회전수 부근을 제외한 영역에서는 클러치의 히스테리시스 토크 값이 작을수록 진동 측면에서 유리하며, 공진 현상을 줄이고자 지나치게 히스테리시스 토크의 값을 높이는 것은 공진 발생 이외의 주행 구간에서 진동의 크기를 오히려 증가시키는 것임을 알 수 있다.

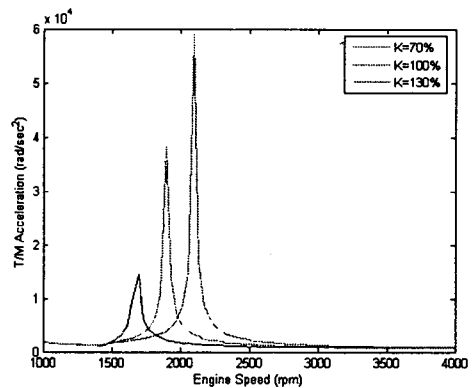


Fig.8 Angular Acceleration of T/M  
(H=3Nm, K=70%, 100%, 130%, 3rd Gear)

Fig.8은 3단에서  $H=3Nm$ 인 경우 클러치 스프링의 강성을 기준 값에서 30% 증가시키거나 감소시킨 경우의 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 스프링 강성의 변화에 따라 공진 회전수와 각속도의 크기가 달라짐을 알 수 있는데, 강성의 크기가 작을수록 공진 회전수는 작아지며 변속기 각속도의 크기도 감소함을 알 수 있다.

따라서, 동일한 히스테리시스 토크 값을 가지는 클러치에서 강성의 크기를 감소시킴으로써 주행 시의 공진영역에서의 진동을 감소시킬 수 있을 것으로 기대할 수 있다. 그러나, 이것은 공진 회전수의 변화를 가져오게 되므로 다른 설계 변수와 함께 종합적으로 고려해야 한다.

### 3.3 주행 시뮬레이션

Fig.9~Fig.12는 Fig.1의 동력전달계 모델에 대하여 변속단 3단에서 차량을 전개도 상태로 가속하는 경우 히스테리시스 토크의 변화에 따른 엔진 속도와 변속기의 각속도를 나타낸다.

Fig.9는 히스테리시스 토크의 값이  $1Nm$ 인 경우의 결과로서 공진 현상이 두드러지게 나타나며, 공진이 일어나는 엔진 회전 속도는 약  $1900rpm$ 으로 Table 1 및 Fig.5의 결과와 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig.10은 히스테리시스 토크의 값이  $3Nm$ 인 경우의 결과로서 Fig.9의 결과에 비하여 공진에 의한 영향이 다소 줄어들었음을 알 수 있다.

Fig.11은 히스테리시스 토크의 값이  $8Nm$ 인 경우의 결과로서 공진에 의한 영향은 완전히 없어지고 공진영역 이외에서 진동의 크기가 Fig.9, Fig.10에 비하여 현저하게 증가하였음을 알 수 있다.

Fig.12는 히스테리시스 토크의 값이  $20Nm$ 인 경우의 결과로서 공진에 의한 영향은 없고 Fig.11의 경우에 비하여 진동의 크기가 더욱 증가하였음을 알 수 있다.

Fig.9~Fig.12에 나타난 바와 같이 히스테리시스 토크의 증가에 따라 공진 피크는 없어지나 전체적인 진동의 크기가 증가하며 이것은 Fig.6, Fig.7의 결과와도 잘 일치한다. 따라서, 히스테리시스 토크가 클수록 공진의 발생을 줄일 수 있으나, 공진 영역 이외의 주행상태에서는 진동의 크기가 오히려 증가하여 불리한 특성을 가지는 것을 알 수 있다.

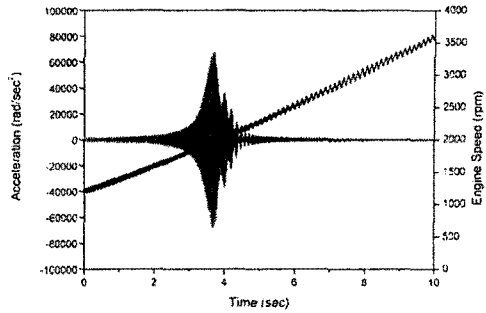


Fig.9 Angular Acceleration of T/M ( $H=1Nm$ )

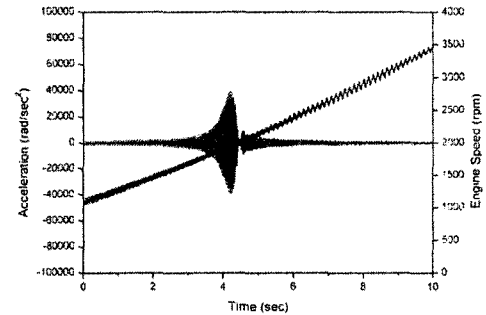


Fig.10 Angular Acceleration of T/M ( $H=3Nm$ )

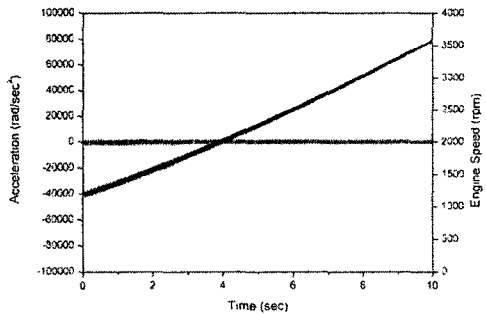


Fig.11 Angular Acceleration of T/M ( $H=8Nm$ )

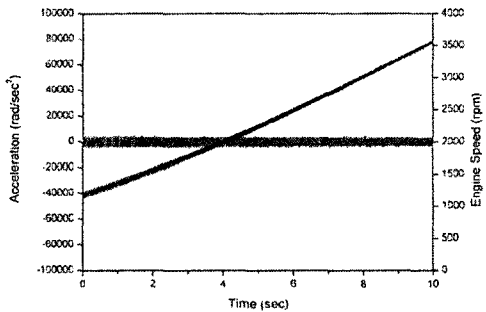


Fig.12 Angular Acceleration of T/M ( $H=20Nm$ )

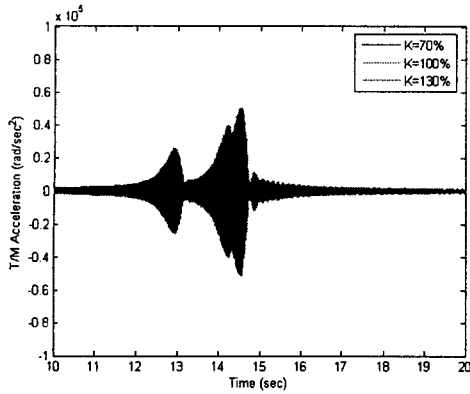


Fig.13 Angular Acceleration of T/M (H=3Nm, K=70%, 100%, 130%, 3rd Gear)

Fig.13은 3단에서 H=3Nm인 경우 클러치 스프링의 강성 변화에 따른 주행 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다. 시간 영역에서의 시뮬레이션에서도 클러치 스프링의 강성 값이 작을수록 변속기 가속도의 크기가 작아지며 공진 발생 회전수가 낮아지는데, 이것은 Fig.8의 모드 해석 결과와 잘 일치한다.

#### 4. 실차 시험

배기량 1500cc 급의 수동변속기를 장착한 승용차를 대상으로 변속단 3단에서 전개도 상태의 가속에 의한 실차 시험을 수행하였다.

Fig.14는 실차 시험을 수행하기 위하여 제작한 클러치 디스크 댐퍼의 시제품을 나타내고 있다. 시제품의 부품 중 웨이브 스프링의 값을 변화시켜 1Nm, 8Nm, 20Nm, 28Nm 등 4종류의 히스테리시스 토크 값을 가지는 시제품을 제작하여 시험 하였다.

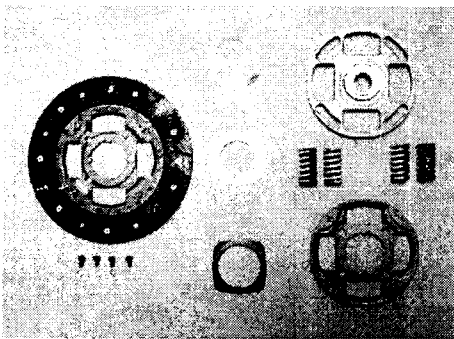


Fig.14 Prototype of the Clutch Damper

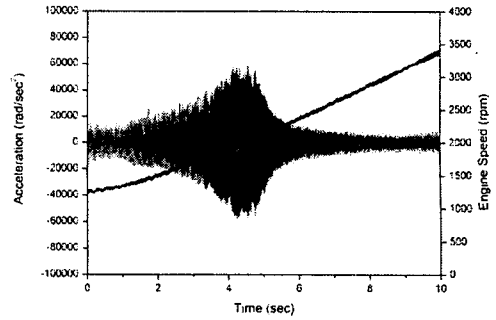


Fig.15 Angular Acceleration of T/M (H=1Nm)

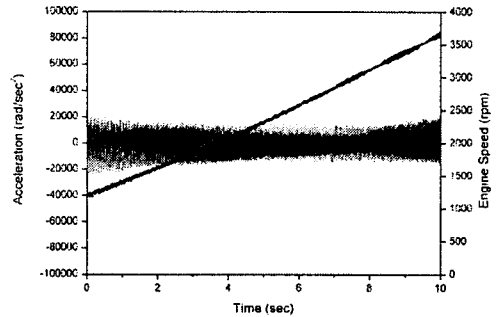


Fig.16 Angular Acceleration of T/M (H=8Nm)

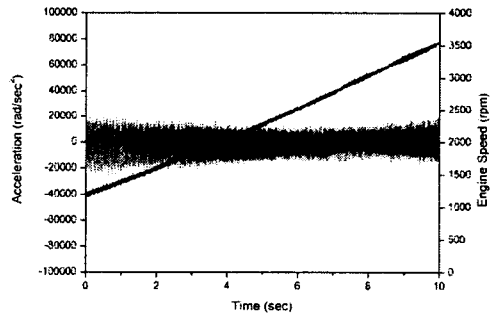


Fig.17 Angular Acceleration of T/M (H=20Nm)

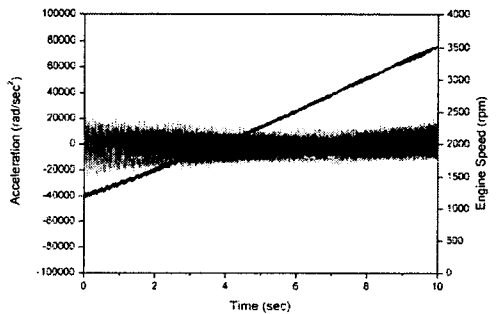


Fig.18 Angular Acceleration of T/M (H=28Nm)

Fig.15는 히스테리시스 토크 값이 1Nm인 경우로서 공진 현상이 두드러지게 나타나며, 공진이 발생하는 엔진 회전 속도는 약 1900rpm 부근으로서 Fig.9의 시뮬레이션 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig.16은 히스테리시스 토크 값이 8Nm인 경우의 결과로서 공진에 의한 영향은 없어지고, 공진 영역 이외에서 진동의 크기가 Fig.15에 비하여 현저하게 증가하였음을 알 수 있다.

Fig.17, Fig.18은 히스테리시스 토크의 값이 각각 20Nm, 28Nm인 경우의 결과로서 히스테리시스 토크가 8Nm인 경우의 Fig.16과 비교할 때 그 값이 크게 변화하지 않으며, 이로부터 히스테리시스 토크가 일정한 값 이상이 되면 진동의 크기가 크게 변화하지 않음을 알 수 있다. 이것은 히스테리시스 토크 값의 증가에 따라 공진 영역 이후에 진동의 크기가 지속적으로 증가하는 Fig.9~Fig.12의 시뮬레이션 결과와는 다소 차이를 나타낸다.

### 3. 결 론

본 연구에서는 수동변속기를 장착한 승용차의 동력전달계에 대하여 클러치 디스크의 주요 설계 변수인 비틀림 강성과 히스테리시스 토크의 영향을 시뮬레이션과 실차 시험을 통하여 고찰하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동력전달계에서 고유진동수에 해당하는 엔진 회전속도에서 공진 현상이 나타나는 것을 확인하였으며, 이에 대한 모드해석 및 시뮬레이션 결과와 실차 시험 결과의 경향이 잘 일치하였다.

(2) 동력전달계에서는 공진 현상 및 진동의 영향을 회피하기 위하여 클러치 댐퍼를 사용하고 있는데, 히스테리시스 토크 값을 증가시킴에 따라 동력전달계의 공진 현상은 감소하나 공진영역 이후 진동의 크기가 증가하여 주행 정숙성 및 부품의 내구성 측면에서 불리하다.

(4) 클러치 댐퍼의 비틀림 강성이 작을수록 동력전달계에서의 공진 피크는 감소되며 공진 발생 고유진동수가 낮아진다.

(5) 동력전달계에서 공진 발생 영역 이외에서는 히스테리시스 토크의 값을 작게 하는 것이 진동 특성 측면에서 유리하다.

### 후 기

본 연구는 (주)엔지비와 현대자동차(주)의 지원에 의하여 이루어진 것이며, 도움을 주신 관계자 분들께 감사드립니다.

### 참 고 문 헌

(1) Albert Albers, 1994, "Advanced Development of Dual Mass Flywheel(DMFW) Design - Noise Control for Today's Automobiles", 5th Kolloquium, LUK, pp. 5~28.

(2) E. Lanzarini, 1990, "The Evolution of the Clutch Driven Plate Damper Design and Technology", SAE 905185

(3) Hwang, W. G. and Kim, K. S., 1996, "A Study on an Analysis of Torsional Vibration of a Driveline of Heavy Duty Truck", Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 13, No. 3, pp.132~140.

(4) Jang, W. S., Park, K. S., Choi, S. J., Choi, G. J., 2000, "Development of Dual Mass Flywheel for Reducing Vibration and Noise of Power Train System", Proceedings of the KSAE Annual Fall Conference, pp. 643~650.

(5) Lee, K. W., Jung J. H., Song, Y. R., Jee, T. H., 2002, "Parametric Study of DMFW to Reduce Torsional Vibration of Power Train System", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 405~410.

(6) Park, D. H., Choi, M. J., 2002, "A Review of Optimum Damper Characteristics of Dual Mass Flywheel", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 986~990.

(7) Hans-Jürgen Drexel, 1998, "Motor Vehicle Clutches", Verlag Moderne Industrie, pp. 35~53.