

〈論 文〉

# 주행시 비틀림진동 저감을 위한 클러치 비틀림특성 연구

## A Study on Clutch Torsional Characteristics for the Torsional Vibration Reduction at Driving

정태진\* · 홍동표\*\* · 태신호\*\*\* · 윤영진\*\*\* · 김상수\*\*\*\*  
Tae-Jin Chung, Dong-Pyo Hong, Sin-Ho Tae, Young-Jin, Youn, Sang-Soo Kim

(1994년 11월 14일 접수 ; 1995년 2월 10일 심사완료)

### ABSTRACT

The fluctuation of the engine torque appears to be the major source of the torsional vibration of the automotive driveline. The reduction of this torsional vibration has become a significant problem, due to an increase in the fluctuation of the torque of recent light weighted and high powered engines, along with the requirements of higher performance. The torsional vibration of the automotive driveline can be reduced by smoothing the fluctuation by adjusting the torsional characteristics of the clutch-disc. This paper presents an experimental and theoretical research on the clutch-disc torsional characteristics for the reduction of the torsional vibration at driving. The effects of clutch-damper on diminishing the torsional vibration were investigated experimentally. A dynamic model for the automotive driveline was developed, and the engine torque of the model were evaluated with experimental data. By executing a simulation using the model, it has become possible to obtain the clutch-disc torsional characteristics and the clutch-disc torsional characteristics for reducing the torsional vibration has been suggested. The results are as follows: (1) By executing simulations using nonlinear model of four degrees of freedom, a design technique to determine the clutch-disc torsional characteristics for reducing the torsional vibration at driving was developed. (2) The influence of various torsional characteristics of the clutch has been studied in examining design parameters, which indicates that the domain to minimize the torsional vibration at driving depends on the characteristics of the clutch-damper, i. e., spring constant and hysteresis.

#### 기 호 설 명

- $J_1$  : 엔진 플라이휠의 등가관성
- $J_2$  : 입력축에 대한 기어박스의 등가관성
- $J_3$  : 입력축에 대한 타이어의 등가관성
- $J_4$  : 입력축에 대한 차체의 등가관성

- $K_1$  : 클러치 허브댐퍼의 비틀림강성
- $K_2$  : 입력축에 대한 휠샤프트의 등가강성
- $K_3$  : 입력축에 대한 두 타이어의 등가강성
- $f_H(\dot{\theta}_w)$  : 클러치 허브댐퍼의 히스테리시스
- $D_2$  : 휠샤프트의 감쇠계수
- $D_3$  : 타이어의 감쇠계수
- $T(t)$  : 엔진의 가진 토크
- $\dot{\theta}_{1<2>}$  : 플라이휠의 2차 조화항의 각가속도 성분
- $\omega$  : 엔진의 기본주파수

\*정회원, 군산대학교 기계설계학과  
 \*\*정회원, 전북대학교 정밀기계공학과  
 \*\*\*전북대학교 대학원  
 \*\*\*\*대우 고등기술 연구소

## 1. 서 론

자동차 엔진의 주기적인 연소과정 동안, 실린더에서 가스압력의 변화와 운동부위의 관성력 등은 불균일한 비틀림변동토크를 발생시키는 주요 원인이 되고, 이것에 의해 엔진의 크랭크축(crank shaft)에 회전불균일성이 나타난다. 그리고 이 회전변동은 플라이휠(flywheel)과 클러치를 통하여 기어박스의 입력기어(input gear)에 전달된다. 기어박스에서 이 회전변동은 각 기어축을 진동시키고 기어사이의 벨래쉬(backlash)에 의해 기어의 치차면에 충격이 발생하여 각기어에 엔진의 회전변동주파수에 따라 치타음(rattle noise)을 발생시키며 이것은 차내 소음의 원인이 된다. 최근 엔진의 경량화 및 고출력화에 따른 회전수변동의 증가는 더 큰 진동과 소음을 초래하기 때문에 동력전달계의 비틀림진동(torsional vibration)의 저감은 매우 중요한 과제로 대두되고 있다.

클러치는 동력을 전달 또는 차단하는 기능 뿐만 아니라 엔진에서 발생하는 비틀림 진동을 저감시켜 기어박스에서 발생하는 소음이나 진동을 저감시키는 감쇠기의 기능을 가지고 있다. 따라서 자동차 주행시에 발생하는 치타음이나 비틀림 진동을 저감시키는 방법으로는 여러가지가 있으나 클러치디스크(clutch-disc)의 비틀림 기구의 설계인자들을 적절히 조절함으로써 기어박스의 입력 기어에 전달되는 비틀림 진동을 저감시키는 방법이 일반적으로 수행되어지고 있다.

실험과 시뮬레이션을 이용하여 클러치 비틀림 기구의 적절한 특성치를 구하는 것은 클러치 설계에 매우 효율적이며, 종래의 여러 연구결과들이 보고되었다. T. Fujimoto<sup>(1)</sup>는 치타음의 발생구조와 특성을 고찰하고 비선형 비틀림공진저감에 의한 치타음저감을 위해 실험과 시뮬레이션을 통해 클러치의 최적설계기법에 대하여 연구하였고, H. J. Drexler<sup>(2)</sup>은 동력전달계의 비틀림진동현상을 각 주파수 대별로 그 특성을 조사하고 이러한 복합적인 관계들을 극복하기에 적합한 여러 비틀림댐퍼를 제시하였다. 그리고 Wu Hui-Le<sup>(3)</sup>는 자동차 동력전달계의 비틀림진동현상을 실험과 이론적인 계산을 통해 연구하였고, 비틀림진동저감에 대한 댐퍼의 효과를 실험적으로 연구하였으며, M. Kataoka<sup>(4, 5)</sup>는 기어의 공차(clearance)를 고려한 기어박스의 강제비틀림진동을 실험과 시뮬레이션을 통하여 해석하였다. 또한 G. J.

Fudala<sup>(6)</sup>는 다자유도 모델을 이용하여 클러치의 비틀림특성에 따라 주파수분석을 수행하여 치타음저감 방법을 연구하였으며, J. M. Vance<sup>(7)</sup>는 동력전달계에서의 비틀림진동을 측정하기 위한 방법들을 각각의 장단점을 들어 기술하였다. 이밖에 H. Petri<sup>(8)</sup>은 엔진의 가진원들과 이것에 관련하여 발생하는 현상들을 분류하고 각각의 특성에 대해 설명하였다. 따라서 위의 연구를 바탕으로 본 연구에서는 메인댐퍼(main-damper)만으로 설계된 클러치를 통하여 특정 차량의 주행시에 기어박스에서 발생하는 진동특성을 연구하고자 한다.

본 논문에서는 실차실험을 수행하여 주행시 플라이휠과 입력기어에서의 회전수변동을 측정하여 각각의 결과를 비교 분석하고, 다음으로 주행시 차량의 구동계 모델인 엔진-기어박스-타이어-차체의 반한정계 4자유도 동력학적 모델을 이용하여 메인댐퍼 클러치의 비틀림특성에 따른 시뮬레이션을 수행하여 그 결과를 실차 실험치와 비교 분석한 후, 클러치 비틀림기구의 설계인자인 비틀림 강성, 히스테리시스에 따른 기어박스의 비틀림 진동저감 효과를 연구하고자 한다.

## 2. 동력전달계 모델링

### 2.1 동력학적 모델

자동차 동력전달계를 구성하는 요소들의 동적인 거동은 요소들간의 연결에 의해서 나타난다. 이러한 요소들간의 연결은 비틀림 스프링이나 댐퍼와 같은 것으로 연결된다고 모델링할 수 있고, 이와 같은 모델링의 과정에 의하여 동력전달계는 관성, 강성, 감쇠와 같은 변수들로 등가화되어진다. 이것은 동력전달계의 동적인 해석을 수행하기 위하여 필요하며, 만일 자동차의 동력전달경로를 Fig. 1과 같이 직선상의 연결모양으로 그릴 수 있다면, Fig. 1은 동력전달계의 등가화과정을 통해 Fig. 2와 같이 엔진-기어박

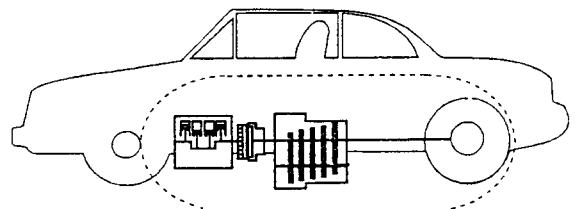


Fig. 1 Schematic diagram of a automobile for dynamic model

스-타이어-차체의 반한정계 4자유도로 모델링할 수 있다.

2.2 클러치 비틀림특성

Fig. 3은 실차실험에 이용된 클러치디스크의 비틀림특성을 나타내며, 가로축은 클러치디스크의 비틀림각도를 나타내고 세로축은 작용하중을 나타낸다. 이때 실선의 정(+)방향과 부(-)방향이 각각 1단인

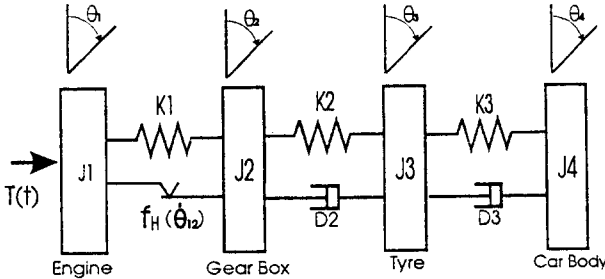


Fig. 2 Simulation model

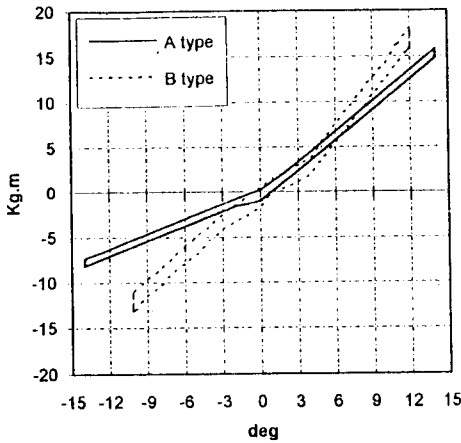


Fig. 3 Torsional characteristic of clutch-disc for experiment

Table 1 Characteristics value of clutch hub-damper(Experiment)

구	분	A형 클러치	B형 클러치
정 (+) 방향 비틀림댐퍼 제 1 단	클러치강성 (Nm/rad)	606.42	560.50
	히스테리시스 (Nm)	10.74	12.59
정 (+) 방향 비틀림댐퍼 제 2 단	클러치강성 (Nm/rad)		898.40
	히스테리시스 (Nm)		19.46
부 (-) 방향 비틀림댐퍼	클러치강성 (Nm/rad)	330.36	726.06
	히스테리시스 (Nm)	5.70	15.74

비틀림특성을 가지고 있는 클러치디스크를 편의상 A형 클러치라 하고, 점선의 정(+)방향 2단, 부(-)방향 1단인 비틀림특성을 가지고 있는 클러치디스크를 B형 클러치라 하자. Table 1은 Fig. 3의 클러치 비틀림특성을 실험에 의해 구한 값이다. 이때 가속페달의 조작(full open throttle)에 의해 자동차가 저속에서 고속으로 가속주행하는 경우의 클러치는 정(+)방향 비틀림댐퍼에서 작동하게 되며, 특히 정방향 댐퍼가 2단인 경우 제1단 댐퍼는 주로 낮은 토크가 작용하는 저속주행시에 작동하고 제2단 댐퍼는 비교적 높은 토크가 작용하는 주행시에 작동하게 된다. 그리고 자동차가 고속에서 저속으로 감속주행하는 경우의 클러치는 부(-)방향 비틀림댐퍼에 작동하게 된다.

Fig. 4는 시뮬레이션을 위한 클러치 비틀림특성을 나타낸다. 여기서는 정방향과 부방향의 비틀림 댐퍼의 특성치가 같다고 가정한다.

2.3 운동방정식

Fig. 2와 같은 반한정계 4자유도 모델의 운동방정식은 식(1)~(4)와 같다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + f_H (\dot{\theta}_{12}) + K_1 \theta_{12} = T(t) \tag{1}$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - f_H (\dot{\theta}_{12}) + D_2 \dot{\theta}_{23} - K_1 \theta_{12} + K_2 \theta_{23} = 0 \tag{2}$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 - D_2 \dot{\theta}_{23} + D_3 \dot{\theta}_{34} - K_2 \theta_{23} + K_3 \theta_{34} = 0 \tag{3}$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 - D_3 \dot{\theta}_{34} - K_3 \theta_{34} = 0 \tag{4}$$

$$\theta_{ij} = \theta_i - \theta_j$$

여기서,  $J_1$ 은 플라이휠, 클러치커버(clutch cover), 클러치디스크, 크랭크축, 연결봉(connecting rod)을 포함한 엔진의 등가관성,  $J_2$ 는 입력축(input shaft)에 대한 기어박스의 등가관성,  $J_3$ 는 입력축에 대한 타이어의 등가관성,  $J_4$ 는 입력축에 대한 차체의 등가관성이고,  $K_1$ 은 클러치 허브댐퍼(hub damper)의

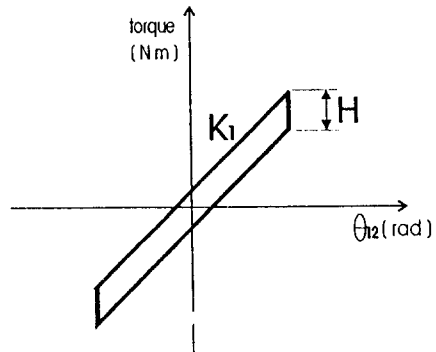


Fig. 4 Torsional characteristic of clutch-disc for simulation

**Table 2** Equivalent value for gear ratio

기어단수	기어비	등가 관성 (kg m <sup>2</sup> )				등가 강성 (Nm/rad)	
		J1	J2	J3	J4	K2	K3
3단	0.709	0.1326	0.0046	0.018	2.36	339.39	1135.45
4단	0.971		0.0086	0.035	4.44	636.56	2129.68
5단	1.172		0.0125	0.050	6.47	927.38	3102.64

비틀림강성,  $K_2$ 는 입력축에 대한 휠샤프트의 등가강성,  $K_3$ 는 입력축에 대한 두 타이어의 등가강성이다. 그리고,  $f_H(\dot{\theta}_{12})$ 은 클러치 허브댐퍼의 히스테리시스이고,  $D_2$ 는 휠샤프트(wheel shaft)의 감쇠계수,  $D_3$ 는 타이어의 감쇠계수,  $T(t)$ 는 엔진에서 가진되는 토크이다. 또한  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ 는 각각 플라이휠, 기어박스, 타이어, 차체의 비틀림각변위를 나타낸다. 시뮬레이션을 위해 모델에 사용된 각 요소의 등가값들은 기어의 단수에 따라 Table 2와 같으며, 이때 각 등가값들은 기어비의 제곱에 비례하여 변한다. Fig. 4의 시뮬레이션을 위한 클러치 허브댐퍼의 히스테리시스  $f_H(\dot{\theta}_{12})$ 는 전마찰 히스테리시스로 가정하여 각각 식 (5)로 표현할 수 있다.

$$f_H(\dot{\theta}_{12}) = \begin{cases} H/2, & \dot{\theta}_{12} > 0 \\ -H/2, & \dot{\theta}_{12} < 0 \end{cases} \quad (5)$$

여기서,  $H$ 는 클러치의 히스테리시스,  $\dot{\theta}_{12}$ 는 엔진 플라이휠과 기어박스 입력기어의 상대각속도이다.

엔진에서 가진되는 토크, 즉 엔진 플라이휠에 입력되는 토크  $T(t)$ 는 평균토크성분과 실린더 내의 가스압력과 회전관성력 등에 의한 불균일한 변동성분의 합으로 표현할 수 있고, 이것은 크랭크암(crank arm)의 회전각의 함수로써  $n$ 차 조화항을 갖는 푸리에(Fourier)급수로 전개할 수 있다. 그리고 4실린더 4사이클 기관에서는 크랭크가 1회전하는데 2사이클을 끝마치므로 엔진토크는 푸리에급수  $2n$ 차 조화항으로 표시 가능하다. 그러나 실차실험을 해보면 주행시 실제적으로 동력전달계의 비틀림진동에 주로 영향을 미치는 성분은 2차와 4차 조화항의 가진토크성분이며, 특히 2차 조화항의 가진성분이 가장 큰 영향을 미친다. 따라서 본 연구에서의 시뮬레이션을 위한 가진 토크  $T(t)$ 는 식 (6)과 같이 플라이휠의 2차 조화항의 각가속도성분과 엔진 플라이휠을 등가관성의 곱으로 표현할 수 있다.

$$T(t) = J_1 \ddot{\theta}_{1<2>} \sin(2\omega t) \quad (6)$$

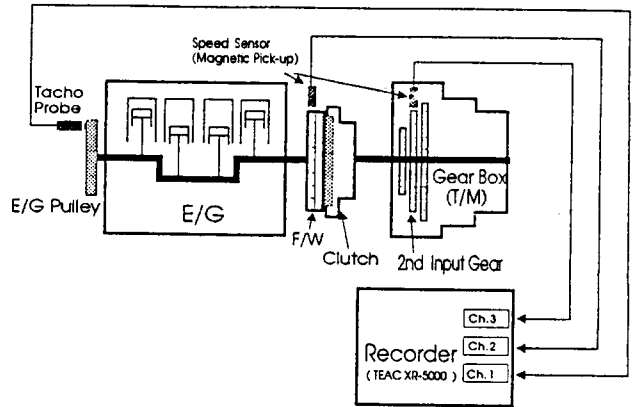
여기서,  $\ddot{\theta}_{1<2>}$ 는 플라이휠의 2차 조화항의 각가속도

성분의 크기를 나타내고,  $\omega$ 는 엔진의 기본주파수로 시간  $t$ 에 따라 변한다.

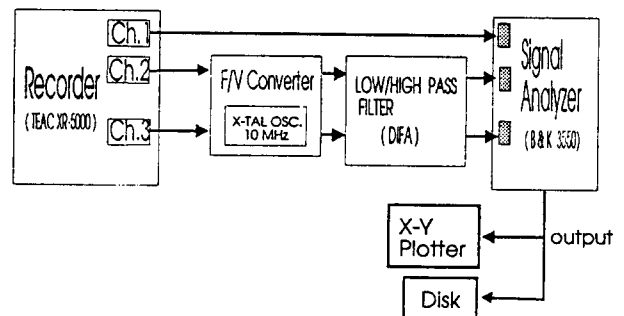
### 3. 실차실험

#### 3.1 실험장치

주행시 플라이휠과 기어박스 입력기어에서의 회전수변동을 측정하기 위해 Fig. 5와 같이 실험 장비를 구성하여 자동차 가속주행시에 주로 사용되는 기어 3, 4단에 대하여 엔진회전수 약 900 rpm대에서 약 4000 rpm대까지 주행속도를 가속시키며 Table 1의 클러치디스크에 대하여 실차실험을 실시하였다. 이때 엔진폴리에서는 타코프로브(Tacho Probe)를 사용하여 엔진의 회전수를 측정하고, 플라이휠의 링기어(ring gear)와 기어박스의 입력기어에서는 마그네틱 픽업(Magnetic Pick-up)으로 각속도변동을 측정한다. 이때 각속도변동은 각 기어이빨에 의한 펄스파로 측정된다. 이렇게 측정된 각각의 데이터들은 각각 채널별로 레코더(Recorder)에 기록되고, 이 데이터들은 다시 Fig. 6과 같이 구성된 장비를 이용하여



**Fig. 5** Schematic diagram of the measuring instrument system



**Fig. 6** Schematic diagram of the analyzing instrument system

각각의 신호를 분석하게 된다. 여기서 F/V 컨버터 (converter)는 마그네틱픽업으로 측정된 펄스파의 주파수를 전압으로 바꾸어주며, 필터(filter)는 해석 범위가 아닌 주파수 성분이나 외란을 제거하기 위해 사용되었다.

3.2 실험결과 및 분석

Fig. 7은 기어 4단에서의 가속주행실험의 결과로 플라이휠에서의 각속도변동을 조화항별로 분석 (order tracking)한 것이다. 그림에서 2차와 4차 조화항의 변동성분이 플라이휠의 각속도변동에 주로 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 특히 2차 조화항의 변동성분은 가장 큰 영향을 미치며 엔진회전수가 낮을수록 각속도변동은 더 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 따라서 본 연구는 2차 조화항의 각속도변동저감에 중점을 두어 실험과 시뮬레이션을 수행한다.

Fig. 8(a), (b)는 Table 1의 A형 클러치에 대한 기어 3단, 4단에서의 가속주행실험결과로 플라이휠과 입력기어의 2차 조화항의 각속도변동을 나타내고 있다. 그림에서 엔진회전수가 약 2000 rpm대를 사이로 기어박스 입력기어의 각속도변동이 플라이휠의 각속도변동에 비해 큰 공진영역이 뚜렷하게 나타남을 알 수 있다. 이것은 주행시 기어박스 치타음 등으로 차내에 진동과 소음을 초래하기 때문에 공진영역에서의 기어박스 입력기어의 각속도변동을 줄여야만 한다. 따라서 A형 클러치의 비틀림댐퍼의 특성치는 자동차 주행시 비틀림진동저감에는 적합하지 않다고 볼 수 있다. 또한, 그림에서 기어 3단, 4단의 경우 각각 2100 rpm, 1970 rpm에서 공진영역의 피크 (peak)점이 나타나 기어단수가 높을 수록 피크점이

낮은 회전수대로 이동하고 있음을 알 수 있다. 이것은 기어단수(기어박스 기어비)에 따라 동력전달계의 각 관성과 강성의 등가값들이 변하여 계의 공진주파수가 변하기 때문이다. 그리고 그림에서 약 1200 rpm대에서 비교적 작은 공진현상을 관찰할 수 있는데 이것은 타이어의 공진주파수와 일치하여 발생하게 된다.

Fig. 9(a), (b)는 Table 1의 B형 클러치에 대한 3단, 4단에서의 가속주행 실험결과로 플라이휠과 입력기어의 2차 조화항의 각속도변동을 나타내고 있다. 그림에서 거의 모든 회전수대에서 기어박스 입력기어의 각속도 변동은 플라이휠의 각속도 변동에 비해 작음을 알 수 있다. 따라서 B형 클러치의 비틀림댐퍼는 자동차 주행시 비틀림진동을 저감시키는 댐퍼의 역할을 충분히 한다고 볼 수 있다.

이 결과들로 부터 주행시 엔진의 회전수변동에 따른 기어박스에서의 비틀림진동 현상은 클러치 비틀림댐퍼에 따라 다르며, 클러치 비틀림댐퍼의 특성치를 개선시킴으로 기어박스에서의 비틀림진동을 저감

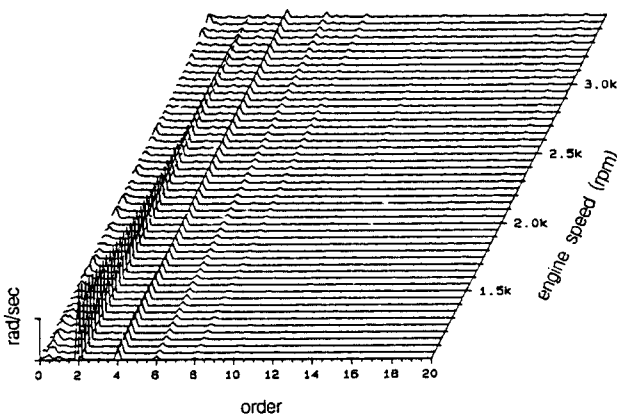


Fig. 7 Order tracking of angular velocity fluctuation in engine flywheel(4th step gear:Experiment)

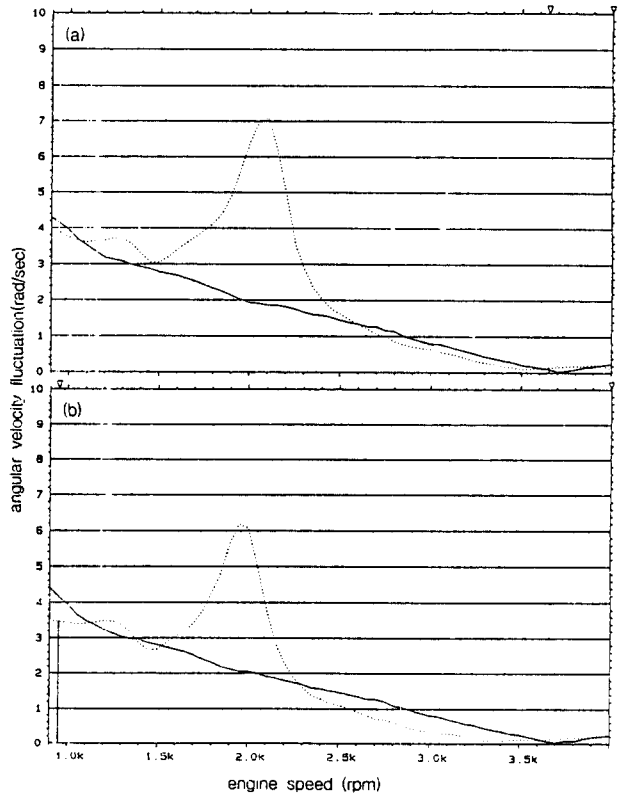
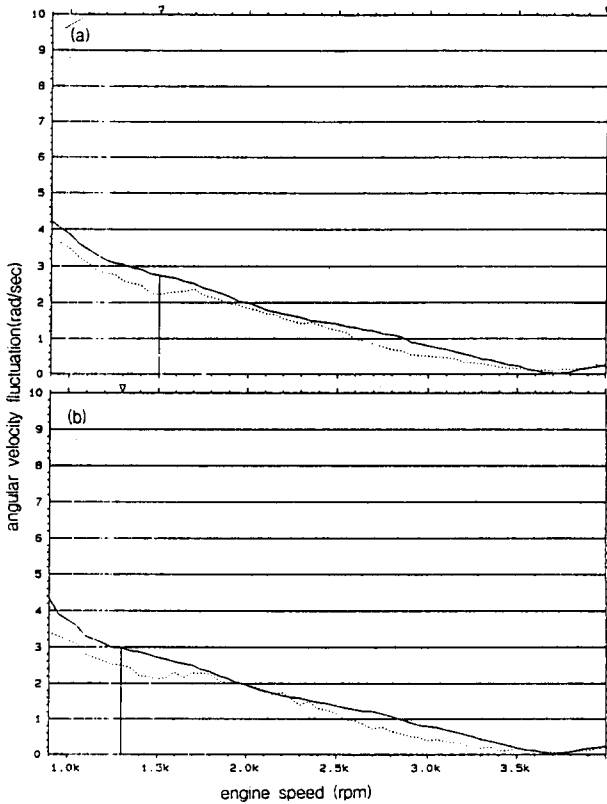


Fig. 8 2nd order element of angular velocity fluctuation on A type clutch(Experiment) [— flywheel .....input gear] (a)3rd step gear (b)4th step gear



**Fig. 9** 2nd order element of angular velocity fluctuation on B type clutch(Experiment) [— flywheel - - - - input gear]  
(a)3rd step gear (b)4th step gear

시킬 수 있음을 알 수 있다.

#### 4. 시뮬레이션

##### 4.1 시뮬레이션 방법

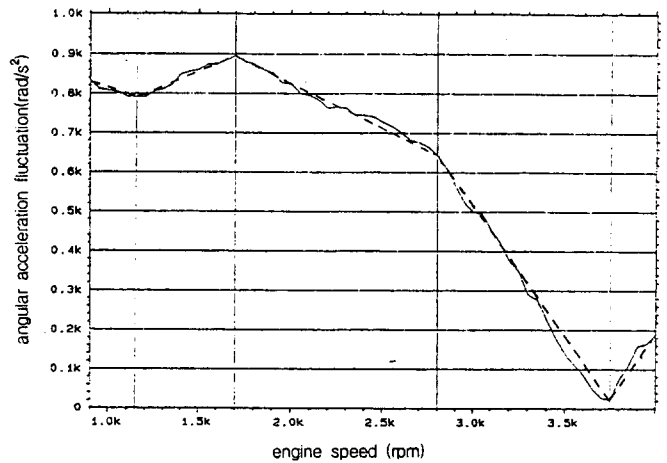
서론에서 언급했듯이 본 연구에서는 엔진-기어박스-타이어-차체의 반한정계 4자유도 동력학적 모델

을 이용하여 클러치 비틀림특성에 따라 비틀림진동에 가장 큰 영향을 미치는 2차 조화항의 변동성분에 대해 시뮬레이션을 수행하여 클러치 비틀림기구의 설계인자인 비틀림강성, 히스테리시스에 따른 비틀림진동 저감효과를 연구하고자 한다.

가속주행시 비틀림진동 현상을 해석하기 위해 사용된 시뮬레이션 방법은 비선형 방정식을 해석하는데 유효한 Runge-Kutta방법이 이용 되었으며, 시뮬레이션모델의 각 등가값들은 Table 2를 이용하였다. 그리고 엔진플라이휠에 가진되는 토크는 식 (6)과 같이 시간에 따라 엔진의 기본주파수가 증가하는 정현함수로 가정하였고, 이때 식 (6)에서 플라이휠의 2차 조화항의 각가속도성분의 크기  $\ddot{\theta}_{1<2>}$ 는 실차주행실험의 실험데이터로부터 얻어낸다.

##### 4.2 시뮬레이션을 위한 엔진의 가진토크

Fig. 10은 기어 4단으로 가속주행시 엔진회전수에



**Fig. 10** 2nd order element of angular acceleration in engine flywheel (4th step gear) [— experiment - - - - linearization for simulation]

**Table 3** Linearization of engine torque

엔진회전수 (rpm)	기본주파수 $\omega$ (rad/s [Hz])	시뮬레이션 시간(sec)	각가속도크기 (rad/s <sup>2</sup> )	가진토크의 크기 $J_1 \times \ddot{\theta}_{1<2>}$ (Nm)
900	94.25 [15.00]	0	830	134.96
1150	120.43 [19.17]	0.83	790	128.45
1700	178.02 [28.33]	2.67	890	144.71
2800	293.22 [46.67]	6.77	640	104.06
3750	392.70 [62.50]	9.50	30	4.88
4000	418.88 [66.67]	10.00	190	30.89

다른 플라이휠의 2차조화항의 각가속도의 크기를 나타내고 있다. 엔진 가진토크의 크기는 식 (6)처럼 이 각가속도 성분의 크기에 엔진플라이휠의 등가관성값을 곱하면 된다. 그런데 실측치를 시뮬레이션에 직접 사용하기에는 매우 어려우므로 시뮬레이션을 위한 가진토크는 Fig. 10의 점선과 같이 엔진회전수의 변화에 따른 진폭의 변화를 선형화하여 적용한다. Table 3은 Fig. 10의 선형화에 따른 가진토크의 입력값들을 보여주고 있다.

### 4.3 시뮬레이션 결과

Fig. 11은 Table 1의 A형 클러치와 B형 클러치 대한 기어 4단에서의 시뮬레이션 결과로 플라이휠과 기어박스 입력기어의 2차 조화항의 각속도변동을 나타내고 있다. 여기서 실선은 플라이휠의 각속도변동을 나타내고, 파선과 점선은 각각 A형 클러치와 B형 클러치 대한 기어박스의 각속도변동을 나타내고 있다. A형 클러치의 경우 엔진회전수가 약 1970 rpm을 사이로 기어박스의 각속도변동이 플라이휠의 각속도변동에 비해 큰 공진영역이 뚜렷하게 나타나지만, B형 클러치의 경우는 공진영역이 나타나지 않고 기어박스의 각속도변동이 플라이휠에 비해 비교적 작음을 알 수 있다. 이것은 Fig. 8, Fig. 9의 실차주행실험의 결과치와 비교해 볼 때 매우 일치하고 있으므로 자동차 주행시 비틀림진동 저감에는 B형 클러치의 비틀림댐퍼가 적합하다는 것을 시뮬레이션을 통해서도 알 수 있다. 그리고, Fig. 12는 기어 3단, 4단, 5단에서 플라이휠에 대한 입력기어의 전달률을 보여주고 있다. 그림에서 기어 3단, 4단, 5단의 경우 각각 약 2100 rpm, 2000 rpm, 1900 rpm대에서 공진영역의 피크점이 나타나 Fig. 8의 실차실험의 결과치와 마찬가지로 기어단수가 높을 수록 피크점이 낮은 회전수대로 이동하고 있음을 알 수 있다. 그리고, 약 1200 rpm대에서도 Fig. 8과 마찬가지로

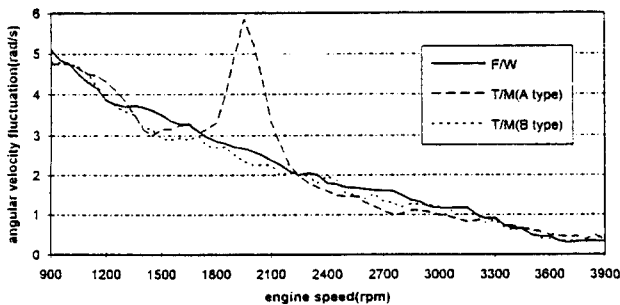


Fig. 11 2nd order element of angular velocity fluctuation(4th step gear:Simulation)

지로 비교적 작은 공진현상을 관찰할 수 있는데 이것은 타이어의 공진주파수와 일치하여 발생하게 된다. 따라서, 이러한 사실로부터 주행시 동력전달계의 비틀림진동현상은 시뮬레이션을 통해 그 해석이 가능하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 13은 4단 기어에서 히스테리시스가 10 Nm일 때 클러치 비틀림강성이 각각 400 Nm/rad, 600 Nm/rad, 800 Nm/rad에 대한 기어박스에 각속도변동을 보여주고 있다. 그림에서 비틀림강성이 400 Nm/rad일 때는 약 1800 rpm대에서 공진이 발생하고, 600 Nm/rad일 때는 약 1950 rpm, 800 Nm/rad일 때는 약 2100 rpm대에서 공진이 발생하여 공진점이 클러치 비틀림강성에 따른 공진주파수의 변화에 따라 변동하고 있음을 알 수 있다. 그리고 공진점의 피크값은 클러치강성이 400 Nm/rad일 때 약 3.0 rad/s, 600

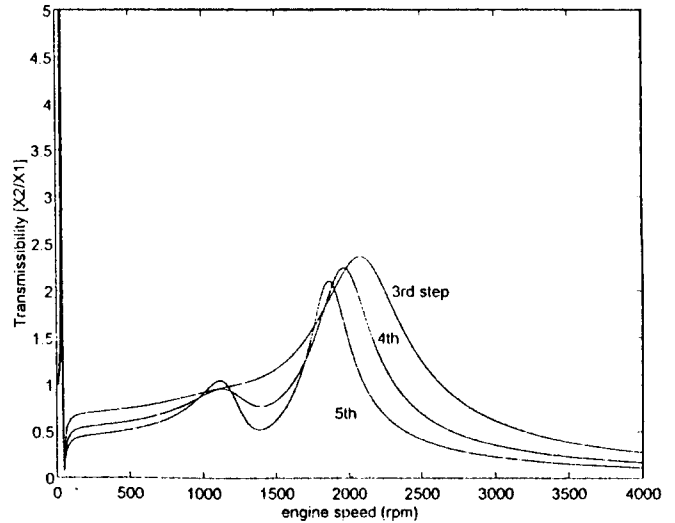


Fig. 12 Variation of transmissibility(Tr) with engine speed(rpm)

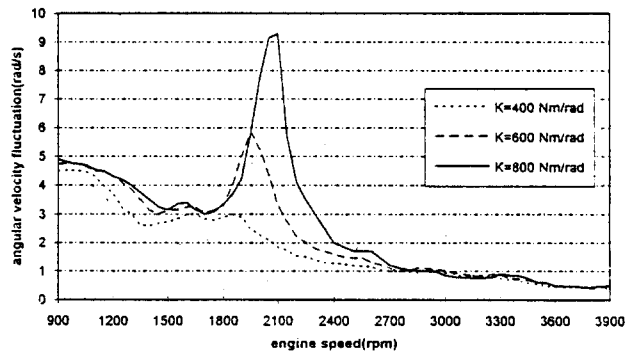


Fig. 13 Influence of torsional stiffness of clutch-disc(angular velocity fluctuation in transmission: Simulation)

Nm/rad일때 약 5.8rad/s, 800 Nm/rad일때 약 9.3 rad/s이므로 클러치강성이 증가할수록 공진점의 피크값도 증가함을 알 수 있다. 따라서 클러치 비틀림 강성은 공진주파수와 관련하여 동력전달계의 비틀림 진동에 영향을 미치고, 비틀림강성이 작을수록 비틀림진동저감효과가 좋음을 알 수 있다.

Fig. 14는 4단 기어에서 비틀림강성이 600 Nm/rad 일때 클러치 히스테리시스가 각각 6 Nm, 10 Nm, 15 Nm에 대한 기어박스의 각속도변동을 보여주고 있다. 그림에서 히스테리시스가 6 Nm, 10 Nm일때는 약 2000 rpm대에서 큰 공진이 발생하나 히스테리시스가 15 Nm일때는 공진이 발생하지 않음을 알 수 있다. 그리고 공진점의 피크값은 히스테리시스가 6 Nm일때 약 9.6 rad/s, 10 Nm일때 약 5.8rad/s, 15 Nm일때 약 2.5 rad/s이므로 클러치 히스테리시스가 증가할수록 공진점의 피크값은 감소함을 알 수 있다. 따라서 클러치 히스테리시스는 감쇠와 관련하여 동력전달계의 비틀림진동에 큰 영향을 미치고, 히스테리시스가 클수록 비틀림진동 저감효과가 좋음을

알 수 있다.

Fig. 15는 기어 4단에서 클러치 비틀림특성과 플라이휠에 대한 기어박스의 공진점에서의 전달률과의 관계를 시뮬레이션을 통해 구한 것이다. 그림에서 전달률( $Tr$ )이 1인점은 클러치강성이 증가함에 따라 히스테리시스는 증가하고 있어 클러치 비틀림강성과 히스테리시스는 상호 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. 따라서 비틀림진동의 저감을 위해서는 그림에서 전달률이 1보다 작은 영역의 비틀림강성과 히스테리시스를 적절히 선택하여 클러치를 설계해야한다. 또한 그림에서도 확인할 수 있듯이 실차실험에 이용한 A형 클러치의 비틀림특성은 비틀림진동저감에 적합하지 않음을 알 수 있고, B형 클러치의 비틀림특성은 전달률이 1보다 작은 영역안에 존재하므로 자동차 주행시 비틀림진동저감에 매우 적합하다고 볼 수 있다.

이러한 결과들로 부터 주행시 비틀림진동의 저감을 위한 최적의 클러치 비틀림특성을 얻기 위해서는 먼저 설계가능한 클러치 비틀림강성을 선택한 후 Fig. 15와 같은 관계를 고려하여 적절한 히스테리시스값을 선택하는 것이 필요하다.

### 5. 결 론

실차주행실험을 통해 가속주행시 동력전달계의 비틀림진동현상을 측정하고, 엔진-기어박스-타이어-차체의 반탄정계 4자유도의 동력학적 모델로 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 주행시의 동력전달계의 비틀림진동현상은 4자유도 비선형모델을 사용한 시뮬레이션을 통해 해석이 가능하며, 플라이휠에 대한 기어박스에서의 비틀림진동저감효과가 좋은 클러치 비틀림특성을 구할 수 있다.

(2) 클러치 비틀림댐퍼를 구성하는데 있어 클러치가 감쇠기의 기능을 수행하기 위해서는 비틀림 강성이 증가할수록 히스테리시스도 증가시켜야만 한다. 따라서 적절한 비틀림강성이 선택되면 히스테리시스는 비틀림강성과의 관계를 고려하여 선택하는 것이 필요하다.

본 논문에서 메인댐퍼만으로 구성된 클러치를 이용하여 주행시 자동차 기어박스의 비틀림진동에 대한 연구를 수행하였다. 그러나 클러치의 비틀림댐퍼에 따라 주행시 셔플(shuffle), 크리핑(creeping)과 같은 진동이 영향을 받을 수 있으므로, 앞으로 셔플(shuffle), 크리핑(creeping)과 기어박스의 비틀림진

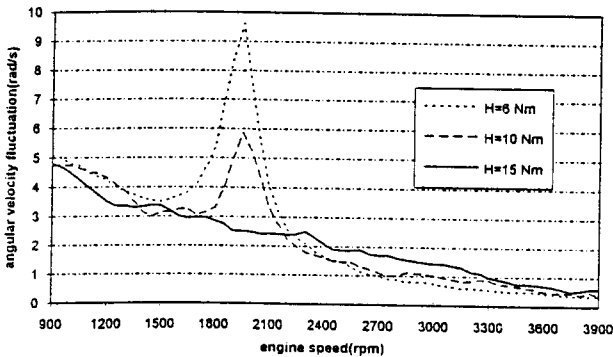


Fig. 14 Influence of hysteresis torque of clutch-disc (angular velocity fluctuation in transmission: Simulation)

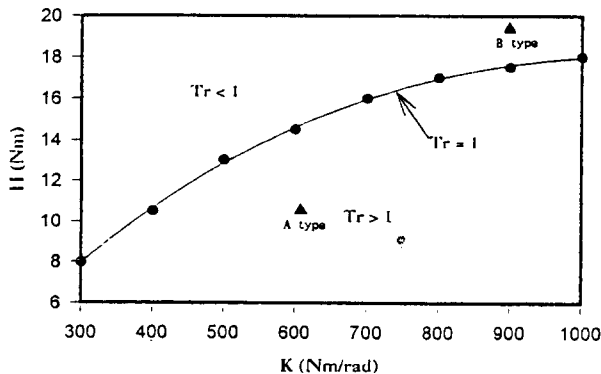


Fig. 15 Relationship between transmissibility and clutch torsional characteristics (4th step gear)



동에 대한 연구가 병행하여 진행되어야 할 것이다.

### 참고 문헌

- (1) T. Fujimoto, Y. Chikatani and J. Kojima, "Reduction of Idling Rattle in Manual Transmission." SAE Paper 870395.
- (2) H. J. Drexl, "Torsional Dampers and Alternative System to Reduce Driveline Vibrations." SAE Paper 870393.
- (3) Wu Hui-Le, Shao Cheng, Feng Zhen-Dong, "A Study of the Torsional Vibration of Automotive Power Trains." Journal of Jilin University of Technology.
- (4) M. Kataoka, S. Ohno, T. Sugimoto, "Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(1st Report:Experiment and Simulation)." Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 256 (1986).
- (5) M. Kataoka, S. Ohno, T. Sugimoto, "Forced Torsional Vibration of a Two Degrees of Freedom System with a Clearance(2nd Report:Analytical Solution)." Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 257(1986).
- (6) G. J. Fudala and T. C. Engle, A. V. Karvelis, "A Systems Approach to Reducing Gear Rattle." SAE Paper 870396.
- (7) J. M. Vance, R. S. French, "Measurement of Torsional Vibration in Rotating Machinery." Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design. (1986).
- (8) H. Petri, D. Heldngsfeld, "The Hydraulic Torsion Damper-A New Concept for Vibration Damping in Powertrains." SAE Paper 892477.